

VŠB – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra výrobních strojů a konstruování

Zařízení pro mechanické odjehlování

Equipment for mechanical debuging

Student:

Bc. Martin Ševčík

Vedoucí diplomové práce:

doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář

Ostrava 2014

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Martin Ševčík**

Studijní program: N2301 Strojní inženýrství

Studijní obor: 3909TOOI Konstrukční a procesní inženýrství

Specializace: 20 Výrobní stroje a zařízení

Téma: **Zařízení pro mechanické odjehlování**
Equipment for Mechanical Deburring

Zásady pro vypracování:

Vypracujte projekčně-konstrukční návrh odjehlovacího zařízení sloužícího k jednostrannému odjehlení tyčového a profilového materiálu daných rozměrů. K odjehlení budou použity rotující odjehlovací kartáče. Zařízení musí zabezpečit vnitřní i vnější odjehlení.

Výchozí parametry:

Typ odjehlovacího zařízení volně stojící pro manuální odjehlování

Rozměry odjehlovaných profilů

průměr Ø 20 až 90 mm

čtverec 15x15 až 70x70 mm

obdélník 15x20 až 60x40 mm

Proveďte:

- stručné zhodnocení stávajícího stavu techniky v dané oblasti,
- zpracování možných variant a výběr nejlepšího řešení dle zvolených kritérií,
- technickou zprávu s popisem funkce navrhovaného zařízení v návaznosti na výkresovou dokumentaci a výpočtovou část technické zprávy,
- projekční návrh kompletního řešení odjehlovacího zařízení,
- detailní konstrukční zpracování řešení poháněcího mechanismu a během zpracování určených konstrukčních uzlů,
- výkresovou dokumentaci v celkovém rozsahu cca 2xAO.

Seznam doporučené odborné literatury:

- [1]FS_SME_05_003 verze: G *Zásady pro vypracování diplomové (bakalářské) práce.*,
- [2]ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura.* Praha: Český normalizační institut, 1996. 32 s.
- [3]KOPÁČEK J. : *Pohony a převody* 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2000, 211 s. ISBN 80-7078-806-2
- [4]NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů.* 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8.
- [5]LEINVEBER, J., V Á VRA, P. *Strojnické tabulky* (4. přepracované vydání). Úvaly, 2008, ALBRA-pedagogické nakladatelství. 914 s. ISBN 978-80-7361-051-7.
- [6]Firemní literatura a podklady, odborné časopisy apod.
- [7]Literární rešerše zpracovaná v rámci Diplomového projektu.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Dr.Ing. Ladislav Kovář**

Datum zadání: 13.12.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014

doc. Dr.Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: 19. května 2014

Sevčík Martin

.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB-TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠBTUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnou licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).

V Ostravě: 19. května 2014



.....
podpis

Jméno a příjmení autora práce:

Martin Ševčík

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Veletiny 151, 687 33 Hradčovice

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

ŠEVČÍK, M. *Zařízení pro mechanické odjehlování: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2014, 78 s. Vedoucí práce: Kovář, L.

Cílem diplomové práce je konstrukční návrh zařízení pro mechanické odjehlování. V první fázi uvádím stávající zařízení zabývající se odjehlováním různých tvarů se stručným popisem. Dle zadání jsem se zaměřil na zařízení, které umožňují odjehlení vnitřních i vnějších hran daných profilů. Na základě informací zabývajících se danou problematikou jsem stanovil požadavkový list, posléze orgánovou strukturu navrhovaného zařízení. Vlastní konstrukční návrh spočívá ve vhodné konstrukci rámu a transformaci rotačního pohybu pomocí převodů mezi pohonem a pracovním nástrojem. Výsledkem práce je kompletní zařízení pro mechanické odjehlování. Které stojí na podlaze a je přizpůsobeno pro práci obsluhy ve stoje. Taktéž zaručuje vnitřní i vnější odjehlení s rychlým nastavením vkládajícího otvoru a možnou regulací otáček nástroje s ohledem na druh odjehlovaného materiálu.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

ŠEVČÍK, M. *Equipment for mechanical deburring: Master Thesis*. Ostrava: VŠB - Technical University Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Manufacturing machinery and construction. 2014, 78 p. Thesis head: Kovář, L.

The aim of the thesis is the design of mechanical equipment for deburring. In the first phase we mention existing facilities used for deburring of various shapes with a brief description. According to the task, I focused on devices that allow deburring of inner and outer edges of the profiles. Based on the information dealing with the issue I set the requirements and then module structure of the proposed facility. Custom design and construction involves a suitable frame construction and transformation of rotary motion using gears between the drive and the tool. The result of the thesis is a complete equipment for mechanical deburring, which stands on the floor and is designed for the operator to work in a standing position. It also provides internal and external deburring with possibility of fast setting of inserting hole and speed adjustment of the tool with respect to the type deburred material.

OBSAH

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ	8
1 ÚVOD	17
2 ODJEHLOVÁNÍ	18
2.1 ROZDĚLENÍ ODJEHLOVÁNÍ [7]	19
2.2 ODJEHLOVACÍ ZAŘÍZENÍ	20
2.2.1 ODJEHLOVACÍ STROJEK 45° S CE [3]	20
2.2.2 TIMESAVERS 42 SERIE 1350 BR [4]	21
2.2.3 RASAMAT [5]	22
2.2.4 TURNAMAT [5]	23
2.2.5 ORBITAL [6]	24
3 POŽADAVKY A MOŽNÉ VARIANTY ZAŘÍZENÍ	25
3.1 SPECIFIKACE POŽADAVKŮ	25
3.2 ORGÁNOVÁ STRUKTURA	26
3.3 ORGÁNOVÁ STAVEBNÍ STRUKTURA	27
3.4 VARIANTY ŘEŠENÍ	27
3.4.1 VARIANTA A	28
3.4.2 VARIANTA B	28
3.4.3 VARIANTA C	29
4 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ	30
4.1 VOLBA PRACOVNÍHO NÁSTROJE A JEHO POHONU	30
4.2 NÁVRH OTÁČIVÉ JEDNOTKY	32
4.2.1 KINEMATICKÝ ROZBOR MEZI HLAVNÍM POHONEM A KARTÁČEM	32
4.2.2 NÁVRH PŘEVODU 1	34
4.2.3 NÁVRH PŘEVODU 2	36
4.2.4 KONSTRUKCE OTÁČIVÉHO RÁMU	38
4.2.5 VÝPOČET MINIMÁLNÍCH PRŮMĚRŮ HŘÍDELÍ	38
4.2.6 ULOŽENÍ HŘÍDELÍ V OTÁČIVÉM RÁMU	39
4.2.7 NÁVRH SPOJOVACÍ PŘÍRUBY A JEJÍ ULOŽENÍ	40
4.3 NÁVRH VEDLEJŠÍHO POHONU A PŘEVODU 3	42
4.3.1 VEDLEJŠÍ POHON	43
4.3.2 PŘEVOD 3	43
4.3.3 VÝSLEDNÝ MOMENT A OTÁČKY OTÁČIVÉ JEDNOTKY	44

4.4 VÝPOČET ZATÍŽENÍ HŘÍDELÍ A SPOJOVACÍ PŘÍRUBY	45
4.4.1 ZATÍŽENÍ HŘÍDELÍ	45
4.4.2 ZATÍŽENÍ SPOJOVACÍ PŘÍRUBY	51
4.5 VÝPOČET TRVANLIVOSTI LOŽISEK	52
4.6 KONTROLA HŘÍDELÍ A SPOJOVACÍ PŘÍRUBY	54
4.7 KONTROLA PŘENOSU TOČIVÉHO MOMENTU	61
4.8 NÁVRH A KONTROLA SPOJKY	62
4.9 NÁVRH RÁMU ZAŘÍZENÍ	66
4.10 NÁVRH NASTAVITELNÉHO VKLÁDACÍHO OTVORU	67
5 PROVOZ A ÚDRŽBA ZAŘÍZENÍ	69
6 VIZUALIZACE NAVRŽENÉHO ZAŘÍZENÍ	71
7 ZÁVĚR.....	72
POUŽITÁ LITERATURA.....	73
PŘÍLOHY	75
SEZNAM OBRÁZKŮ	76
SEZNAM TABULEK.....	78

SEZNAM POUŽITÝCH SYMBOLŮ

B	šířka řemene	[mm]
C	osová vzdálenost mezi řemenicemi	[mm]
C_D	dynamická únosnost ložiska	[N]
C_o	statická únosnost	[N]
C_2	osová vzdálenost	[mm]
D	průměr kartáče	[mm]
D_p	výpočtový průměr řemenice	[mm]
D_{r5}	referenční průměr hnané řemenice	[mm]
D_{r6}	referenční průměr hnací řemenice	[mm]
Fa_1	axiální síla od oz. kola 1	[N]
Fa_2	axiální síla od oz. kola 2	[N]
F_o	osová síla ve šroubu	[N]
F_p	síla působící na pero	[N]
Fr_1	radiální síla od oz. kola 1	[N]
Fr_2	radiální síla od oz. kola 2	[N]
Fr_3	radiální zatížení hřídele pod řemenicí 1	[N]
Fr_{3X}	složka radiální síly řemenice 1	[N]
Fr_{3Y}	složka radiální síly řemenice 1	[N]
F_{r4}	radiální zatížení hřídele pod řemenicí 2	[N]
Fr_{4X}	složka radiální síly řemenice 2	[N]
Fr_{4Y}	složka radiální síly řemenice 2	[N]
F_{r5}	výsledné radiální zatížení příruby	[N]
F_T	teoretická třecí síla	[N]
F_{t_k}	tečná síla na kartáči	[N]

Ft_1	tečná síla na oz. kole	[N]
F_1	síla v zatížené větvi řemene	[N]
F_2	síla v odlehčené větvi řemene	[N]
G	zatěžující síla od hmotnosti otáčivého rámu	[N]
K	provozní součinitel	[-]
L_v	délka víceklínového řemene	[mm]
L	délka pera	[mm]
L_w	roztečná délka řemene	[mm]
L'	výpočtová délka pera	[mm]
L_{10h}	základní trvanlivost ložiska	[hod]
L_{10hm}	modifikovaná životnost dle SKF	[hod]
M_G	odporový moment	[N·m]
M_{Mh}	moment hlavního motoru	[N·m]
M_{Mv}	moment vedlejšího pohonu	[N·m]
M_{oj}	moment otáčivé jednotky	[N·m]
M_{o1}	ohybový moment v místě 1 na hřídeli I	[N·m]
M_T	třecí moment	[N·m]
M_{Th}	třecí moment pod hlavou šroubu	[N·mm]
M_{TZ}	třecí moment závitu	[N·mm]
M_{Umax}	maximální dovolený utahovací moment	[N·m]
M_{Ukut}	skutečný utahovací moment šroubu	[N·m]
$M_v.$	navýšený moment hlavního motoru	[N·m]
M_I	moment na hřídeli I	[N·m]
M_{II}	moment na hřídeli II	[N·m]
M_{III}	moment na hřídeli III	[N·m]

P	rozteč zubů řemene	[mm]
P'	ekvivalentní zatížení	[N]
p_d	dovolené napětí v tlaku pro oz řemenici z hliníku	[MPa]
P_M	výkon hlavního motoru	[kW]
P_{Mv}	výkon vedlejšího pohonu	[kW]
$P_{Mv_{min}}$	minimální výkon vedlejšího pohonu	[kW]
p_p	tlak v drážce pera	[MPa]
P_u	mezní únavové zatížení	[N]
P_z	stoupání závitu	[-]
P_2	jmenovitý výkon	[kW]
P_I	výkon na hřídeli I	[kW]
P_{II}	výkon na hřídeli II	[kW]
P_{III}	výkon na hřídeli III	[kW]
R_A	výsledná reakce A	[N]
R_{Ax}	složka reakce A v rovině X	[N]
R_{Ay}	složka reakce A v rovině Y	[N]
R_{Az}	složka reakce A v rovině Z	[N]
R_B	výsledná reakce B	[N]
R_{Bx}	složka reakce B v rovině X	[N]
R_{Bz}	složka reakce B v rovině Z	[N]
R_C	výsledná reakce C	[N]
R_{Cx}	složka reakce C v rovině X	[N]
R_{Cy}	složka reakce C v rovině Y	[N]
R_{Cz}	složka reakce C v rovině Z	[N]
R_D	výsledná reakce D	[N]

R_{D_X}	složka reakce D v rovině X	[N]
R_{D_Y}	složka reakce D v rovině Y	[N]
R_E	výsledná reakce E	[N]
R_{E_X}	složka reakce E v rovině X	[N]
R_{E_Y}	složka reakce E v rovině Y	[N]
R_F	výsledná reakce F	[N]
R_{F_X}	složka reakce F v rovině X	[N]
R_{F_Y}	složka reakce F v rovině Y	[N]
R_G	výsledná reakce G	[N]
R_H	výsledná reakce H	[N]
R_e	mez kluzu v tahu	[MPa]
R_m	mez pevnosti v tahu	[MPa]
R_s	vzdálenost třecí plochy od osy otáčení	[mm]
$R_{eš}$	mez pevnosti pro pevnostní třídu šroubu	[MPa]
S_p	kontrolovaná plocha na otlačení	[mm ²]
T_{or}	těžiště otáčivého rámu	[mm]
$W_{kš}$	modul průřezu krutu šroubu	[-]
W_{k1}	modul průřezu krutu v místě 1 na hřídeli I	[-]
W_{o1}	modul průřezu ohybu v místě 1 na hřídeli I	[-]
W_I	modul v průřezu pro krut hřídele	[-]
a_{SKF}	součinitel SKF	[-]
a_1	součinitel spolehlivosti	[-]
a_4	vzdálenost mezi reakcí a silou	[mm]
a_1	vzdálenost mezi reakcí a silou	[mm]
a_2	vzdálenost mezi reakcí a silou	[mm]

a_3	vzdálenost mezi reakcí a silou	[mm]
b	společná šířka kola	[mm]
b	šířka pera	[mm]
b_1	vzdálenost mezi reakcí a silou	[mm]
b_2	vzdálenost mezi reakcemi	[mm]
b_3	vzdálenost mezi reakcí a silou	[mm]
b_4	vzdálenost mezi reakcemi	[mm]
c_2	vzdálenost mezi reakcí a silou	[mm]
c_3	vzdálenost mezi reakcí a silou	[mm]
c_4	vzdálenost mezi reakcí a silou	[mm]
d_a	vnější dosedací průměr hlavy šroubu	[mm]
d_a	průměr vnější hlavový	[mm]
d_f	průměr vnější patní	[mm]
d_p	průměr hřídele ve spojení perem	[mm]
d_m	průměr střední roztečný	[mm]
d_{min}	navržený minimální průměr hřídelí	[mm]
d'_{min}	vypočtený minimální průměr hřídelí	[mm]
d'_3	výpočtový průměr šroubu	[mm]
d_1	průměr v místě 1 na hřídeli I	[mm]
d_2	střední průměr závitu	[mm]
d_3	malý průměr závitu	[mm]
e	součinitel volby ekvivalentního zatížení	[-]
f_M	součinitel tření pod hlavou šroubu	[-]
f	součinitel tření mezi přírubami	[-]
f_o	výpočtový součinitel	[-]

f_z	tření v závitu	[-]
g	gravitační zrychlení	[m·s ⁻²]
h	výška vnějšího zubu	[mm]
h_a	výška vnější hlavy	[mm]
h_f	výška vnější paty	[mm]
i	počet spojovacích šroubů	[-]
i_{34}	převodový poměr oz. řemenového převodu	[-]
i_{56}	převodový poměr	[-]
$k_{sš}$	statická bezpečnost	[-]
$k_{vš}$	výsledná statická bezpečnost šroubu	[-]
k_{s1}	statická bezpečnost v místě 1 na hřídeli I	[-]
$k_{\sigma 1}$	součinitel dynamické bezpečnosti	[-]
k_{st1}	součinitel statické bezpečnosti ve smyku	[-]
k_{v1}	výsledná bezpečnost v kontrolovaném průřezu	[-]
l_1	vzdálenost mezi reakcemi	[mm]
m_{SKF}	součinitel SKF	[-]
m_{or}	hmotnost otáčivého rámu s komponenty	[kg]
m_t	čelní modul vnější	[mm]
m_{tm}	čelní modul střední	[mm]
n_M	otáčky hlavního motoru	[ot·min ⁻¹]
n_{Mv}	otáčky vedlejšího pohonu	[ot·min ⁻¹]
n_z	počet žeber	[-]
n_1	pracovní otáčky hlavního pohybu	[ot·min ⁻¹]
n_2	pracovní otáčky vedlejšího pohybu	[ot·min ⁻¹]
n_I	otáčky na hřídeli I	[ot·min ⁻¹]

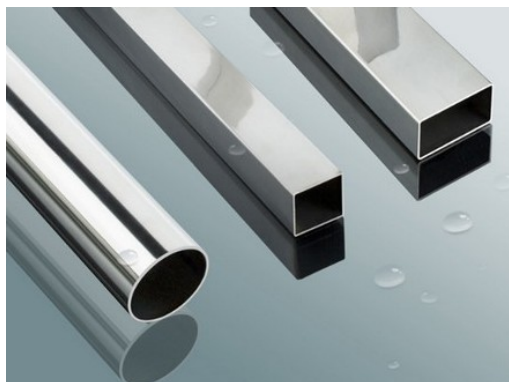
n_{II}	otáčky na hřídeli II	$[\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}]$
n_{III}	otáčky na hřídeli III	$[\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}]$
p	exponent ložiska	$[-]$
s	vnitřní dosedací průměr hlavy šroubu	$[\text{mm}]$
t_1	šířka drážky v náboji	$[\text{mm}]$
u_{12}	převodový poměr oz. kuželového převodu	$[-]$
ν	skutečná viskozita	$[\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$
v	obvodová rychlost kartáče	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$
ν_1	požadovaná minimální viskozita	$[\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$
x	vzdálenost mezi osou otáčení a těžištěm otáčivého rámu	$[\text{mm}]$
z_{12}	počet zubů	$[-]$
z_f	počet zubů řemene	$[\text{mm}]$
Σ	úhel os soukolí	$[\circ]$
ΣF_X	suma sil v rovině X	$[\text{N}]$
ΣF_Y	suma sil v rovině y	$[\text{N}]$
ΣF_Z	suma sil v rovině Z	$[\text{N}]$
ΣM_A	suma momentů v bodě A	$[\text{N} \cdot \text{mm}]$
ΣM_C	suma momentů v bodě C	$[\text{N} \cdot \text{mm}]$
ΣM_F	suma momentů v bodě F	$[\text{N} \cdot \text{mm}]$
ΣM_H	suma momentů v bodě H	$[\text{N} \cdot \text{mm}]$
α	úhel profilu zubu	$[\circ]$
$\alpha_{\sigma 1}$	součinitel koncentrace napětí pro ohyb v místě 1 na hřídeli I	$[-]$
$\alpha_{\tau 1}$	součinitel koncentrace napětí pro krut v místě 1 na hřídeli I	$[-]$
α_z	úhel profilu metrického závitu	$[\circ]$
β	koefficient zohlednění	$[-]$

β_m	úhel sklonu zubů střední	[°]
β_f	úhel opásání řemenice	[°]
β_1	vrubový součinitel podle Neubergera	[-]
δ	úhel roztečného kužele	[°]
ε_v	součinitel velikosti	[-]
η_L	účinnost ložisek	[-]
η_c	součinitel znečištění maziva	[-]
η_p	součinitel jakosti povrchu	[-]
n_{2p}	požadované otáčky otáčivé jednotky	[ot·min ⁻¹]
n_{2s}	skutečné otáčky otáčivé jednotky	[ot·min ⁻¹]
η_{12}	účinnost ozubeného kuželového převodu	[-]
η_{34}	účinnost ozubeného řemenového převodu	[-]
η_{56}	účinnost víceklínového řemenového převodu	[-]
κ	viskózní poměr	[-]
ρ_1	poloměr vrubu	[mm]
$\sigma_{redš}$	redukované napětí ve šroubu	[MPa]
σ_t	napětí v tahu šroubu	[MPa]
σ_{a1}	amplituda ohybového napětí v kontrolovaném průřezu	[MPa]
σ_{Co1}	mez únavy v ohybu	[MPa]
σ_{Co1}^*	mez únavy v kontrolovaném průřezu	[MPa]
σ_{o1}	ohybové napětí v místě 1 na hřídeli I	[MPa]
σ_{red1}	redukované napětí dle Guesta v místě 1 na hřídeli I	[MPa]
τ	napětí ve smyku šroubu	[MPa]
τ_{Dk}	dovolené napětí v krutu	[MPa]
τ_k	napětí v krutu hřídele	[MPa]

τ_{s1}	smykové napětí v místě 1 na hřídeli I	[MPa]
φ'	třecí úhel závitu	[°]
ψ	úhel stoupání závitu	[°]
ω	úhlová rychlost	[s ⁻¹]
\sqrt{A}	Neuberova konstanta materiálu	[-]

1 ÚVOD

Předmětem diplomové práce je konstrukční návrh mechanického zařízení sloužící k odjehlování různých profilů (viz. obrázky níže) dutých či plných, (převážně však obdelníkového, čtvercového a kruhového průřezu) dle zadaných parametrů, které musí splňovat. Hlavní pracovní pohyb zařízení je otáčení odjehlovacího radiálního kartáče kolem své osy s vysokými otáčkami n_1 . Vedlejší rotační pohyb vykonává otáčivá jednotka, která se otáčí kolem osy kolmé na hlavní pohyb s nízkými otáčkami n_2 . Při sloučení obou pohybů se zvyšuje efektivnost odjehlování materiálu, tím že kartáč odjehljuje třísky a otřepy ze všech stran během několika sekund. Zařízení je vhodné do svařoven a dílen, kde je nezbytná úprava hran profilů. Jelikož se nejedná o zařízení pro automatický provoz nýbrž pro náhodné použití před přípravou materiálu pro svařování či montáž, předpokládá se celkový denní provoz kolem 7 hodin s častějším vypínáním a zapínáním v průběhu dne. Při návrhu zařízení je dbáno na jednoduchost, spolehlivost, funkčnost a bezpečnost zařízení.



Obr. 1-1 Různé profily po odjehlení [23],[24]



Obr. 1-2 Složité profily z hliníku [25]

2 ODJEHLOVÁNÍ

Vznik otřepu a jeho odstranění

Otřepy jsou ostré zkroucené hrany na výčnících obrobku, které vznikají při řezání nebo jiném ručním a strojním dělení kovových i plastových předmětů na menší části. Vznikají zejména při strojírenské výrobě. Jak při klasickém řezání strojními pilami, při řezání plamenem tak i jiném mechanickém dělení. Otřepy jsou velmi nežádoucí a nebezpečné (poranění říznutím nebo vpichem). [2]

Tento technologický jev je nutno prakticky vždy následně odstranit z výrobku mechanickou cestou například odjehlováním, zabrušováním nebo jeho otloukáním pneumatickým kladivem (po řezání plamenem), u menších výrobků též hromadným otloukáním v otáčivém bubnu apod. Otřep může vzniknout i jako vedlejší efekt při zadírání dotýkajících se součástí jak vibracemi, tak třením. [2]

Norma ISO 13715 [1]

Tato mezinárodní norma definuje termíny týkající se stavu hran a stanoví pravidla pro zobrazování hran neurčitého tvaru na technických výkresech.

Na technických výkresech se zobrazuje ideální geometrický tvar bez jakýchkoliv odchylek a všeobecně bez přihlédnutí k stavu hran. V mnoha případech (např. z hlediska funkce součásti nebo její bezpečnosti) je třeba předepsat úpravu hran. Úprava hran zahrnuje například odstranění ostrých otřepů vnějších hran (odjehlení) nebo pouze určitou velikost těchto otřepů, zkosení vnitřních koutů z hlediska lícování součástí. V podstatě každá hrana na součásti musí být zhotovena podle předepsané úpravy. Prakticky to znamená, že pokud takový předpis na technickém výkresu nebo v příslušné dokumentaci není, součást je dodána přímo od stroje bez jakékoliv další úpravy hran.

Tato mezinárodní norma má takovým případům předcházet tím, že stanoví pravidla pro označování a zobrazování úpravy hran na technických výkresech.

2.1 Rozdělení odjehlování [7]

Podle stupně automatizace :

- Ruční odjehlování – otřepy se odřezávají ručně pomocí speciálního nástroje
- Poloautomatické – otřepy se odřezávají strojně, je však nutno odjehlované obrobky ručně podávat popř. přidržovat
- Automatické – obrobky jsou na dopravníku přiváděny k odjehlovacímu stroji, který je odjehlí a posílá k další operaci nebo ukládá na požadované místo; není třeba obsluhy

Podle technologie:

- Manuální
- Kartáčové
- Vibrační
- Centrifugní
- Magnetické
- Elektrochemické
- Termické
- Kryogenní
- Abrasive Flow Machining

2.2 Odjehlovací zařízení

2.2.1 Odjehlovací strojek 45° s CE [3]

Výrobce: Frenos s.r.o.

Strojek slouží k odjehlení a zároveň sražení hran různých materiálů do 0,5mm. Hlavní pracovní pohyb vykonává lamelový brusný kotouč. Tohle zařízení je součástí většiny frézovacích zařízení, kdy obsluha během provozu může odejehlovat. Nárazové vodící lišty zaručují rovnoměrnost sražení.

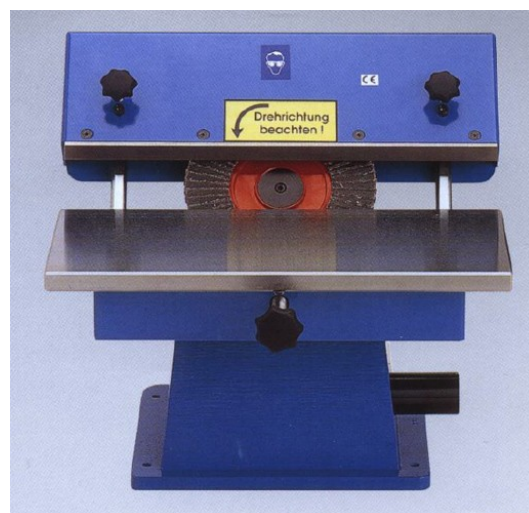
Technická data

Výkon motoru: 0,37 [kW]

Otáčky: 2800 [ot · min⁻¹]

Připojení: 300 [V] - 50 [Hz]

Velikost stolu: 180 x 370 [mm]



Obr. 2-1 Odjehlovací strojek 45° [3]

2.2.2 TimeSavers 42 Serie 1350 BR [4]



Obr. 2-2 TimeSavers 42 Serie 1350 BR [4]

Výrobce: TVD – Technická výroba, a.s.

Více směrový systém odjehlení pomocí rotujících kartáčů perfektně odjehlí a zaoblí hrany po pálení laserem, vysekané a obrobené. Ojehlení ve všech směrech a na jeden průchod strojem. Vhodný pro odjehlení plochých dílů (s možnými tvářenými tvary) ve všech směrech. Volitelný brusný pás řad rotujícími kartáči umožní odstranění tvrdších a větších ořepů nebo finální úpravu povrchu dílů.

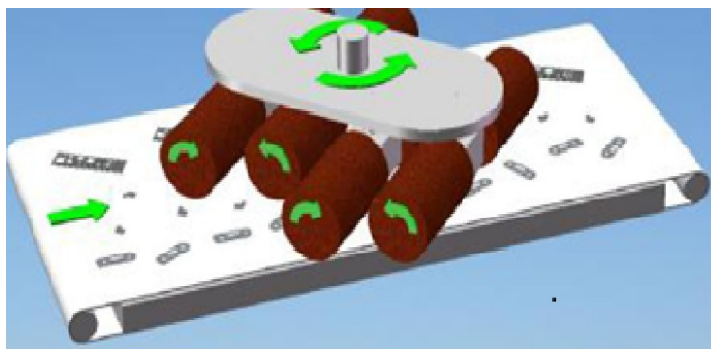
Technická data

Max. šířka: 1350 [mm]

Max. tloušťka obrobku: 1-150 [mm]

Max. rychlost: 0,5-0,8 [$\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$]

Počet kartáčů: 8 [-]



Obr. 2-3 Systém vícesměrných kartáčků [4]

2.2.3 Rasamat [5]

Výrobce: LPW spol. s.r.o. (RSA)

Systém Rasamat byl vyvinut speciálně pro odstraňování ořepů z profilů složitých tvarů. Nezávisle na geometrii obrobku, nezávisle na šikvosti obsluhy, nezávisle na povrchu obrobku, nezávisle na počtu kusů. Proces odstraňování ořepů trvá pouze několik vteřin a ve výsledku nezanechává ani na nejmenších "úhelnících" žádný neodstraněný ořep. Plochy pláště obrobku se nepoškozuje, takže mohou být odstraňovány ořepy dokonce z lakovaných nebo eloxovaných profilů. Přestavba na jiné profily je rychle nastavitelná. Stroj může pracovat v manuálním, poloautomatickém a plně automatickém režimu.

Technická data

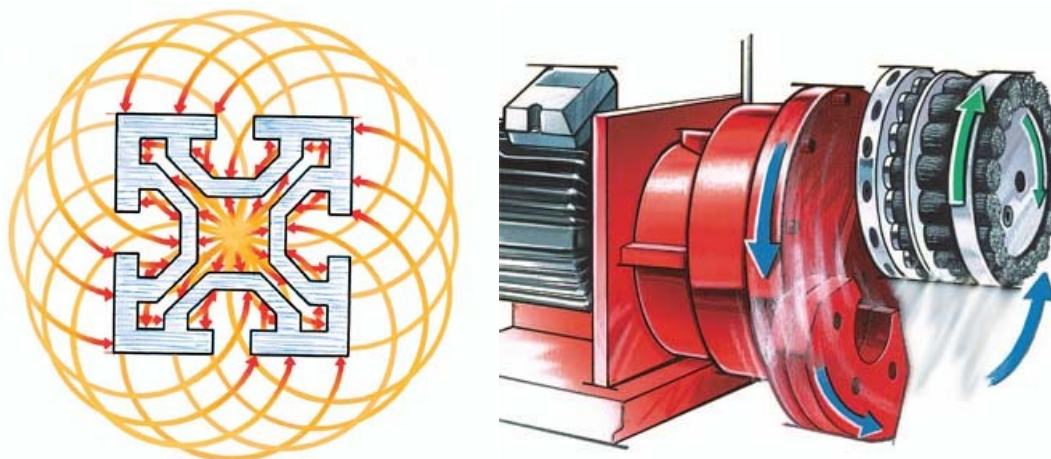
Příkon pohonu: 1,6 [kW]

Otáčky: 2500 [ot · min⁻¹]

Průřezy obrobků: 20 x 20 až 120 x 120 [mm]

Materiály: Hliník, měď, mosaz, ocel, ušlechtilá ocel

Doba odstraňování ořepů: 1 až 12 (dle velikosti)



Obr. 2-4 Trajektorie pohybů stroje Rasamat [5]

Pozice obrobku se nemění. Planetový převod pohybuje nástrojem ve třech různých směrech otáčení. Tím je dán celoplošný akční rádius. Hroty drátů nástroje, které rozřezávají ořep na mikročástice, tak dosáhnou na všechny obrysy profilu. Každá hrana

řezu je v jediném pracovním chodu, z vnitřku i z vnějšku zcela zbavena otřepů. Přitom zůstává vnější plocha pláště obrobku nedotčena. Tak mohou být zbaveny otřepů i profily s povrchovou úpravou.

2.2.4 Turnamat [5]

Výrobce: LPW spol. s.r.o. (RSA)

Odjehlovací zařízení slouží k vnějšímu a vnitřnímu odjehlení profilových tyčí. Vzhledem ke dvojnásobné rotaci kartáčů, nemusí být během procesu odstraňování otřepů, obrobky otáčeny.

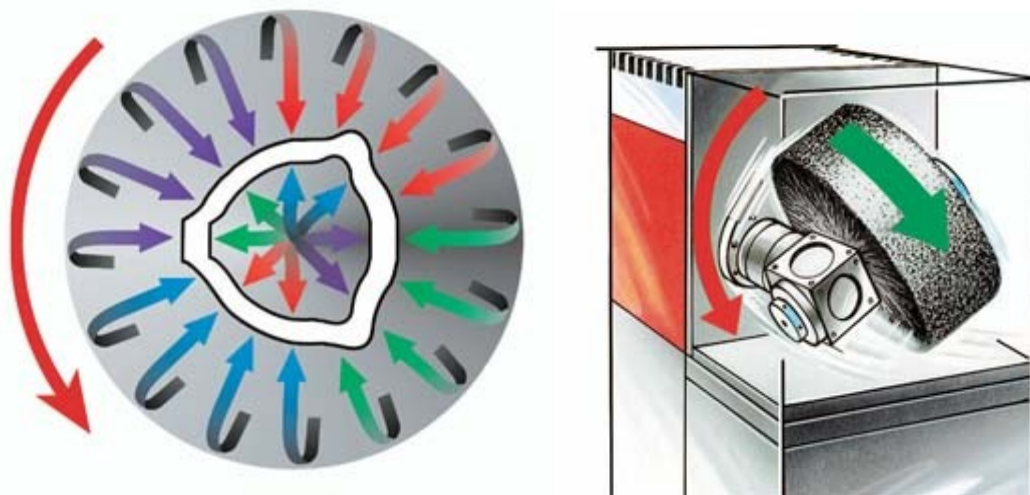
Technická data

Výkon pohonu: 4,4 [kW]

Otáčky: 3000 [ot · min⁻¹]

Průřezy obrobku: 10 x 10 až 120 x 120 [mm]

Materiály: Ocel, ušlechtilá ocel, hliník, jiné neušlechtilé kovy



Obr. 2-5 Trajektorie pohybů stroje Turnamat [5]

První směr otáčení (zelená šipka) rotace pro odstraňování otřepů s vysokými obrátkami. Druhý směr otáčení (červená šipka) rotace pro odstraňování otřepů s vysokými obrátkami. Hnací jednotka kartáče se otáčí kolem vlastní osy. Všechny hrany jsou odjehleny bez toho, že by se obrobek musel otáčet viz. trajektorie pohybů stroje Obr. 2-5.

2.2.5 Orbital [6]

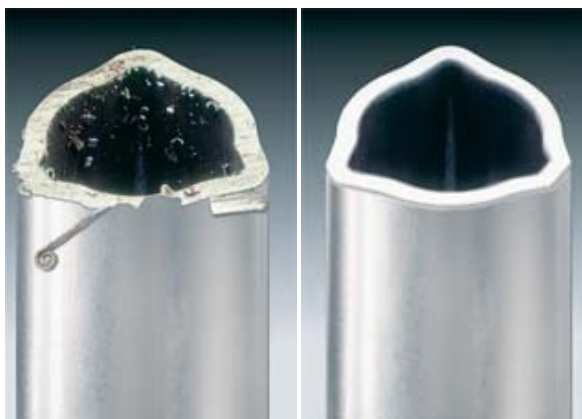
Výrobce: ExatCut s.r.o.

Odjehlovací zařízení Orbital slouží k oboustrannému automatickému odjehlení tyčového a profilového materiálu různých průměrů, tvarů a délek. Materiál je po navedení do odjehlovací polohy upnut a přesunutím odjehlovacích suportů na nastavenou pozici oboustranně odjehlen. Důkladné odjehlení je zajištěno jak otáčením kartáče kolem vlastní osy, tak otáčením celého ramene, ve kterém je kartáč upevněn.

- důkladné odjehlení plných i profilových materiálů
- vhodné pro rozmanité profily
- materiál je v odjehlovací pozici upnut a oba konce jsou současně odjehleny kartáčem rotujícím ve dvou osách
- nastavení úrovně odjehlení časem a polohou kartáčů
- možnost plné automatizace při nastavení zařízení



Obr. 2-6 Orbital [6]



Obr. 2-7 Profil před a po odjehlení [5]

3 POŽADAVKY A MOŽNÉ VARIANTY ZAŘÍZENÍ

3.1 Specifikace požadavků

Tab. 3-1 Požadavkový list

SPECIFIKACE POŽADAVKŮ	PODMÍNKY	MOŽNOST
Odjehlení: - mechanické odjehlení - odjehlení čela tyčového a profilového materiálu - odjehlení pomocí rotačního kartáče - otáčení kartáče ve dvou osách - vnitřní i vnější odjehlení profilu	X X X X X	
Zařízení: - regulace otáček - ochrana proti přetížení - vedení odjehlované tyče či profilu - spolehlivost přenosu otáčivého momentu - senzor opotřebení odjehlovacího kartáče - dokonalá tuhost rámu - pevné ukotvení k podlaze - mobilní	X X X X X X X	X X X X X X X
Manipulace: - jednoduchá manipulace - manuální podávání materiálu k odjehlení - automatizovaný provoz	X X X	X X X
Parametry odjehlovaných materiálů: - profil průměr Ø20 až 90 mm - profil čtverec 15 x 15 až 70 x 70 mm - profil obdelník 15 x 20 až 60 x 40 mm - jiné profily do 100 x 100mm - ocel - měď, hliník	X X X X X X	X X X X X X

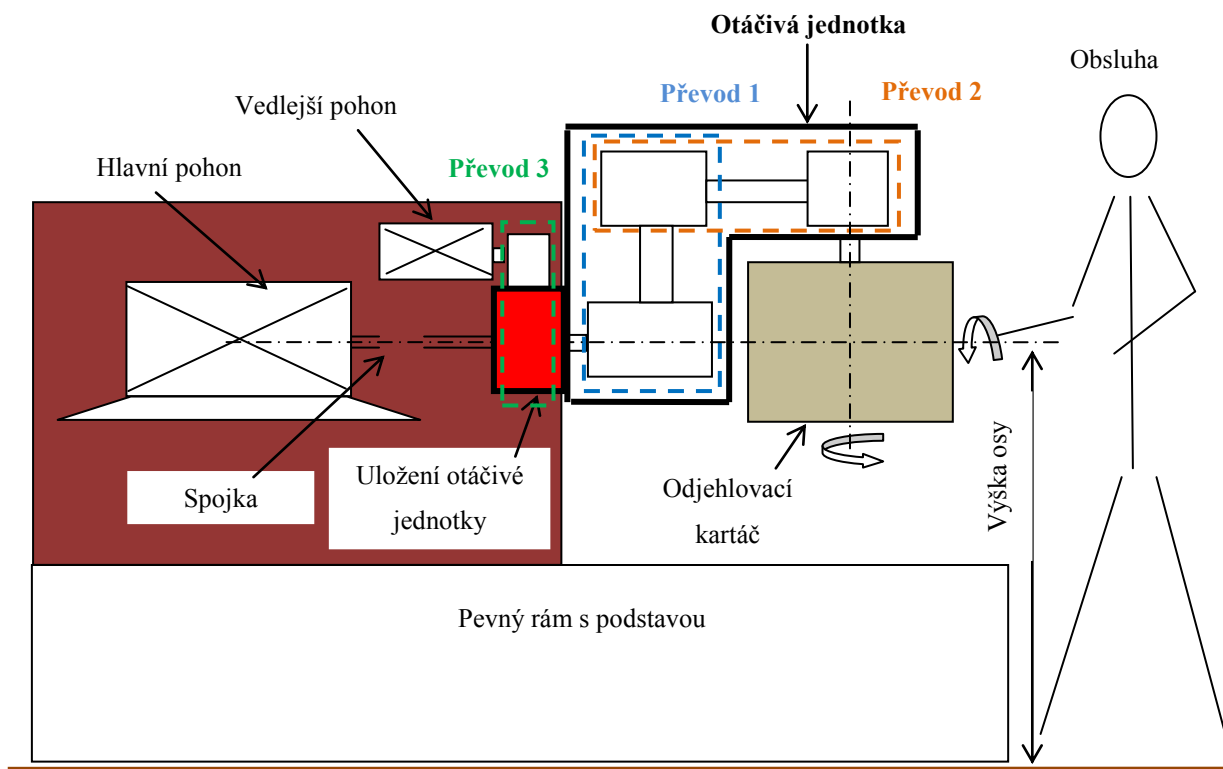
Údržba: - jednoduchá a rychlá výměna odjehlovacího kartáče - mazání - preventivní prohlídky - odstranění prachu či třísek vzniklých při odjehlování	X X X	X
Ergonomie: - jednoduché ovládání zařízení - krytování - vhodnost pro stojící obsluhu při odjehlování - bezpečnost provozu	X X X	X

3.2 Orgánová struktura

Tab. 3-2 Morfologická matice

FUNKCE	ORGÁNY – NOSITELÉ FUNKCÍ			
	1	2	3	4
Podávání materiálu k odjehlovacímu zařízení	obsluha	podavač	dopravník	
Vedení odjehlovaného materiálu	žádné	vodící lišty	vodící otvor	nastavitelný vodící otvor
Regulace otáček	frekvenční měnič	řaditelná převodovka		
Pohon zařízení	elektromotor	hydromotor	servomotor	
Přenos točivého momentu mezi pohonem a kartáčem	řemenový převod	ozubený kuželový převod	řetězový převod	ozubený převod
Odjehlení	radiálním kartáčem	válcovým kartáčem	štetcovým kartáčem	
Ochrana před přetížením	pojistná spojka	třecí spojení		
Zajištění odjehlení všech hran	manuální otáčení tyče	mechanické otáčení tyče	otáčení kartáče ve dvou osách	
Nosná konstrukce	svařenec	odlitek	spojené součásti (komponenty)	kombinace
Bezpečnost provozu	krytování	ochranné pomůcky		

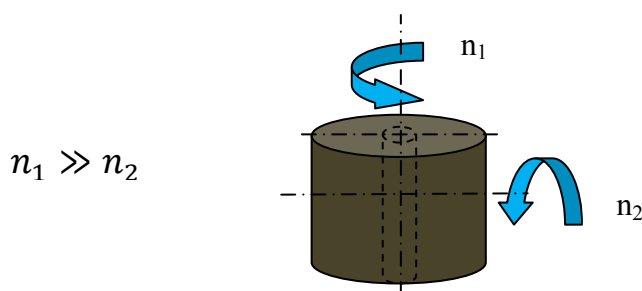
3.3 Orgánová stavební struktura



Obr. 3-1 Orgánová stavební struktura

3.4 Varianty řešení

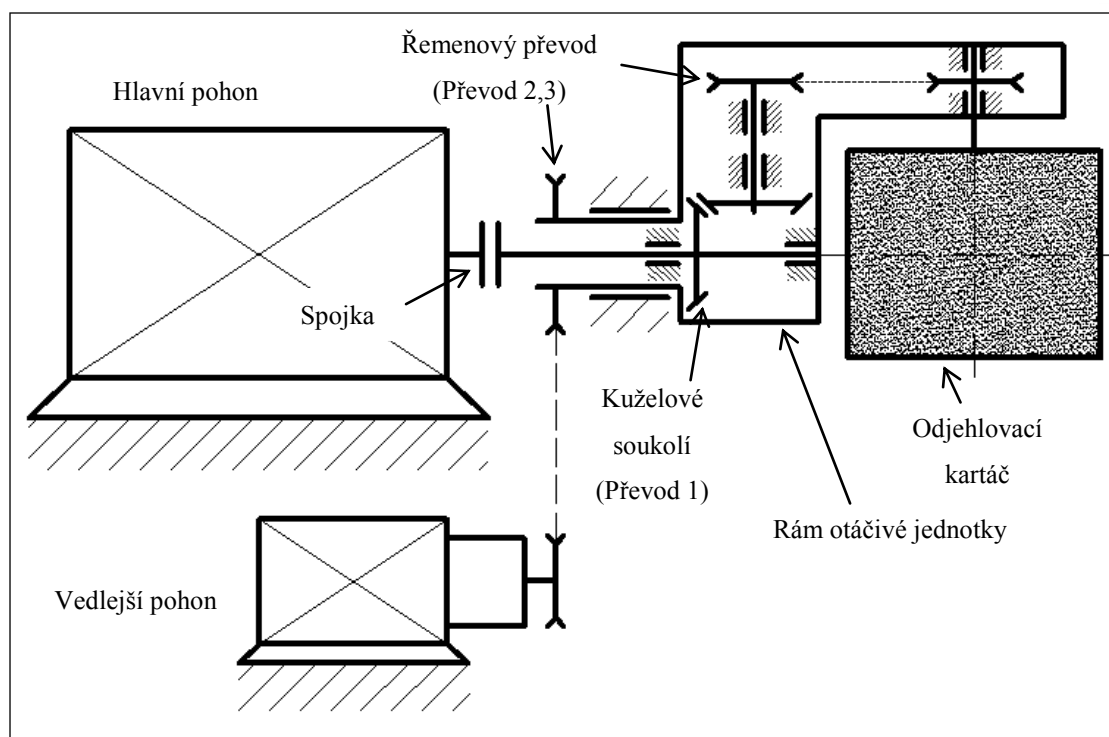
Při návrhu variant vycházím ze stávajících zařízení pracujících na podobném principu odjehlování viz. kapitola 2.2. Hlavním úkolem je vlastní konstrukční návrh vhodné transformace rotačního pohybu pomocí různých převodů a jejich uložení mezi pohonem a odjehlovacím radiálním kartáčem, tak aby bylo zajištěno otáčení kartáče ve dvou osách viz. Obr. 3-2 a tím zaručeno vnitřní i vnější odjehlení jako u Obr. 2-5.



Obr. 3-2 Otáčení odjehlovacího kartáče ve dvou osách

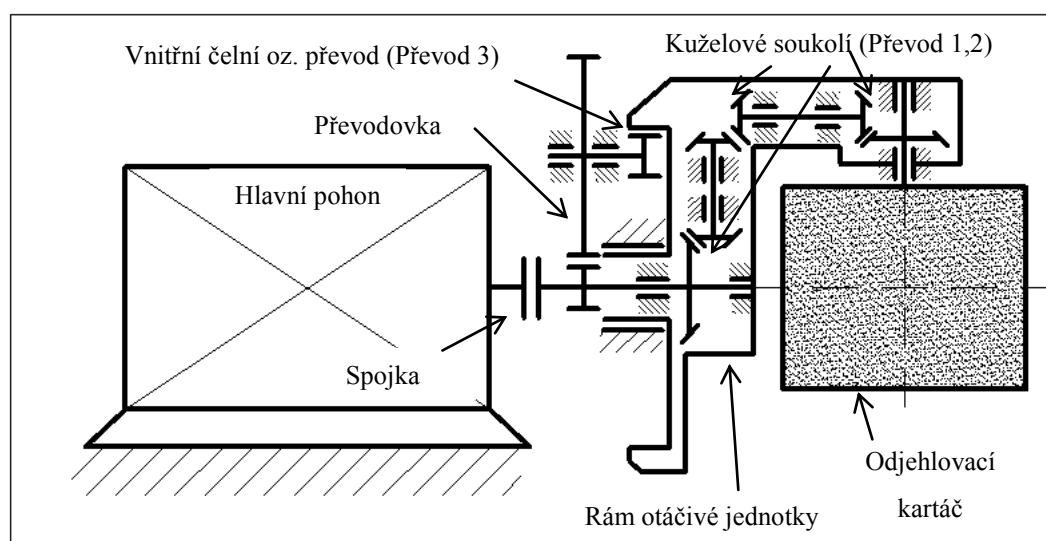
Varianty A, B, C schematicky zobrazují umístění kombinací převodů a částí zařízení podílející se na otáčení pracovního nástroje.

3.4.1 Varianta A



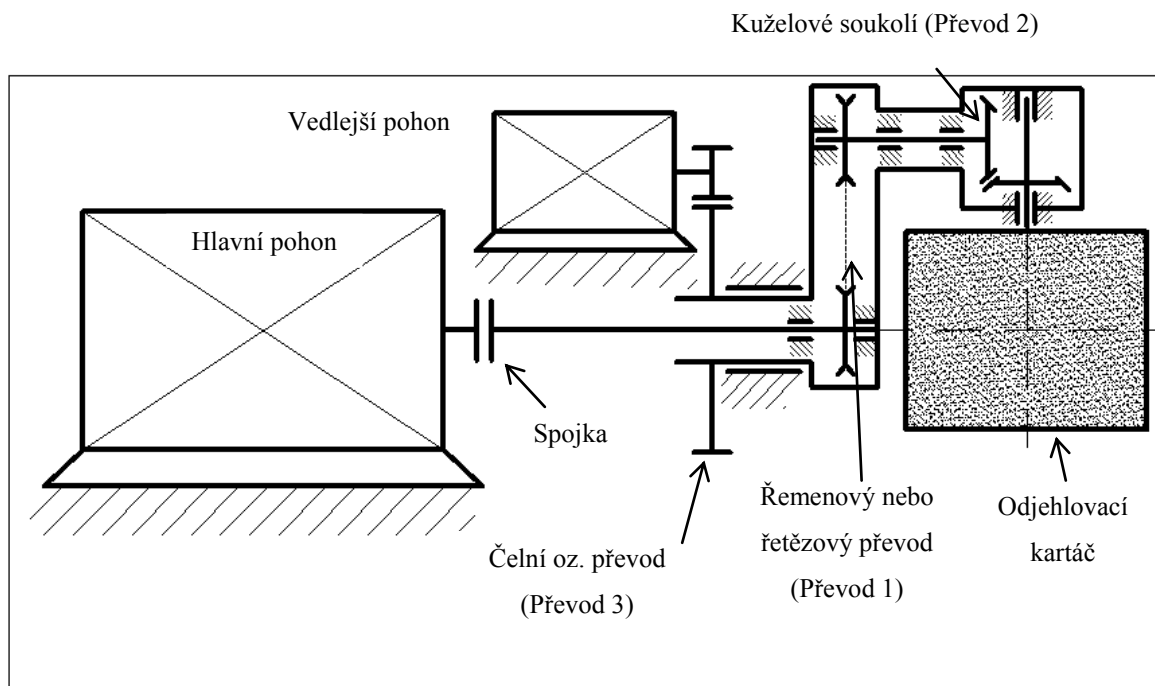
Obr. 3-3 Schéma varianty A

3.4.2 Varianta B



Obr. 3-4 Schéma varianty B

3.4.3 Varianta C



Obr. 3-5 Schéma varianty C

Zhodnocení a výběr varianty

Všechny varianty splňují požadované pohyby odjehlovacího kartáče. Dále mají stejný hlavní pohon a uložení otáčivé jednotky. Liší se způsobem provedení vedlejšího pracovního pohybu a různou konstrukcí či tvarem otáčivého rámu.

Nejsložitější varianta je B, která obsahuje nejvíce komponentů (ozubených kol). Převod 3 je navrhnout jako vnitřní čelní ozubení s tím že kolo je připevněno k otáčivému rámu. Mezi převod 3 a hlavní pohon je vložena převodovka, díky které sice odpadá vedlejší pohon, ale dle velkého rozdílu hlavních a vedlejších pracovních otáček zařízení by musela být použita víceúrovňová převodovka → větší rozměry, složitost a hmotnost.

Varianty A, C se liší převodem 3, který je řešen buď čelní ozubeným soukolím (C) nebo řemenovým převodem (A). Otáčivá jednotka je tvořena stejnými převody (kruželové soukolí, řemenový převod) jen jsou uspořádány v opačném pořadí.

Volím variantu A s ohledem na nejvhodnější uspořádání převodů a konstrukci otáčivého rámu. Výhodou je menší hlučnost při použití řemenových převodů a možnost použití normalizovaných řemenic a řemenů.

4 KONSTRUKČNÍ ŘEŠENÍ

4.1 Volba pracovního nástroje a jeho pohonu

Jako pracovní nástroj jsem zvolil radiální odjehlovací kartáč od firmy LESSMANN [13], který je pro odjehlování zadaných profilů ideální. Volba velikosti závisela na šířce kartáče tak aby bylo zaručeno dokonalé odjehlení hran zadaných profilů.

Parametry odjehlovacího radiálního kartáče [13]:

Označení: ROH 0,35 (v.č. 377.093)

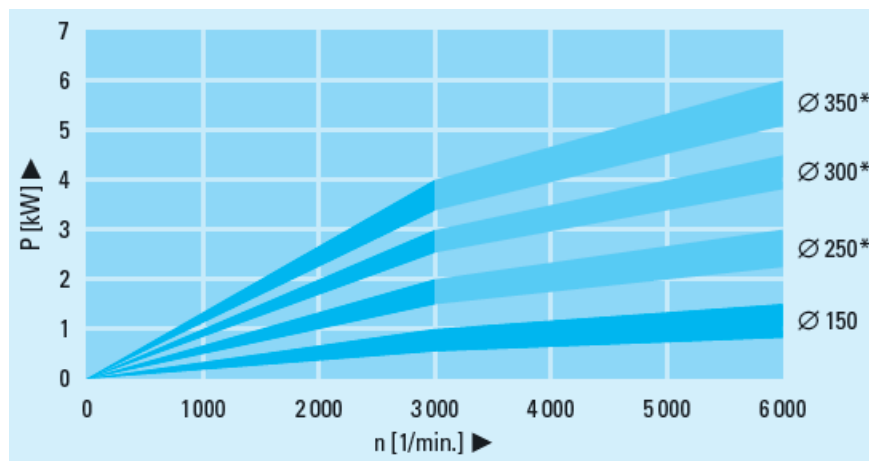
Maximální otáčky: $3600 \text{ [ot} \cdot \text{min}^{-1}]$

Rozměr: $\phi 250 \times 100 \text{ [mm]}$

Hmotnost: 1,4 [kg]

Navržení hlavního pohonu úzce souvisí s odjehlovacím kartáčem. Při volbě jsem částečně vycházel z pracovních parametrů odjehlovacího kartáče a zařízení pracujícím na podobném principu.

Požadavek výkonů pro radiální kartáč



Obr. 4-1 Graf závislosti otáček a výkonu [13]

Výrobce udává pouze otáčky a výkon pro kartáče o šířce 30 mm a v mém případě je zvolena šířka 100 mm s ohledem na tuto skutečnost volím vyšší výkon. Jako hlavní pohon volím asynchronní elektromotor.

Parametry hlavního pohonu [14]:

Označení: Elektromotor SIEMENS 1LE1002-1BA

Výkon: $P_M = 4 [kW]$

Otáčky: $n_M = 2930 [ot \cdot min^{-1}]$

Moment: $M_{Mh} = 13 [Nm]$

Katalogový list viz. Příloha A

Výpočet obvodové rychlosti kartáče dle navržený parametru

$$v = \frac{\pi \cdot D \cdot n_M}{1000 \cdot 60} = \frac{\pi \cdot 250 \cdot 2930}{1000 \cdot 60} = \underline{\underline{38,4 [m \cdot s^{-1}]}} \quad (4.1)$$

Doporučené obvodové rychlosti pro práci s kartáči

Tab. 4-1 Kritéria pro použití kartáče [13]

Použití	Obvodová rychlost v m/s							
	15	20	25	30	35	40	45	50
Odjehlování			25 – 35					
Čištění svárů					35 – 45			
Odstraňování okují					35 – 45			
Leštění				30 – 40				
Opracování plastů	15 – 20							

Regulace otáček

Aby bylo možno měnit obvodovou rychlost kartáče dle kritérií viz. Tab. 4-1. Bude motor připojen na frekvenční měnič [16], kterým je možné měnit rychlost a tím i otáčky motoru.



Obr. 4-2 Frekvenční měnič 4kW [16]

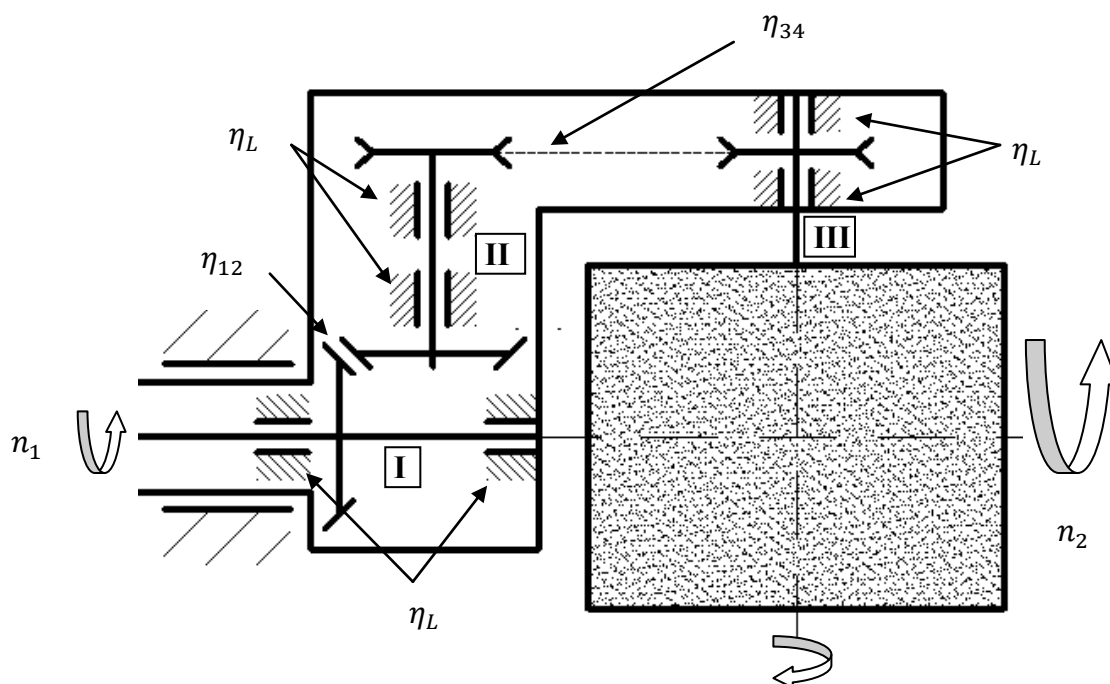
4.2 Návrh otáčivé jednotky

4.2.1 Kinematický rozbor mezi hlavním pohonem a kartáčem

S ohledem na přesnost zavádím účinnosti uložení převodů v ložiscích a účinnosti samostatných navržených převodů.

Potřebné parametry:

- účinnost ozubeného kuželového převodu $\eta_{12} = 0,96[-]$
- účinnost ozubeného řemenového převodu [21] $\eta_{34} = 0,98[-]$
- účinnost ložisek $\eta_L = 0,98[-]$
- převodový poměr oz. kuželového převodu $u_{12} = 1 [-]$
- převodový poměr oz. řemenového převodu $i_{34} = 1 [-]$



Obr. 4-3 Zobrazení účinností a kinematiky

Stanovení otáček hřídelí

$$n_M = n_I = n_{II} = n_{III} = \underline{\underline{2930 \text{ [ot} \cdot \text{min}^{-1}]}}} \quad (4.2)$$

n_{I-III} ...otáčky hřídelí I až III

Výpočet výkonu jednotlivých hřídelí

$$P_I = P_M = \underline{\underline{4 \text{ [kW]}}} \quad (4.3)$$

$$P_{II} = P_I \cdot \eta_{12} \cdot \eta_L = 4 \cdot 0,96 \cdot 0,98 = \underline{\underline{3,76 \text{ [kW]}}} \quad (4.4)$$

$$P_{III} = P_{II} \cdot \eta_{34} \cdot \eta_L = 3,76 \cdot 0,98 \cdot 0,98 = \underline{\underline{3,61 \text{ [kW]}}} \quad (4.5)$$

P_{I-III} ...výkony hřídelí I až III

Výpočet momentu jednotlivých hřídelí

$$M_I = M_{Mh} = \underline{\underline{13 \text{ [N} \cdot \text{m]}}} \quad (4.6)$$

$$M_{II} = \frac{30 \cdot P_{II}}{\pi \cdot n_{II}} \cdot u_{12} = \frac{30 \cdot 3,76 \cdot 10^3}{\pi \cdot 2930} \cdot 1 = \underline{\underline{12,3 \text{ [N} \cdot \text{m]}}} \quad (4.7)$$

$$M_{III} = \frac{30 \cdot P_{III}}{\pi \cdot n_{III}} \cdot i_{34} = \frac{30 \cdot 3,61 \cdot 10^3}{\pi \cdot 2930} \cdot 1 = \underline{\underline{11,8 \text{ [N} \cdot \text{m]}}} \quad (4.8)$$

M_{I-III} ...momenty hřídelí I až III

4.2.2 Návrh převodu 1

Hlavní funkcí převodu je kromě přenosu momentu a otáček změna úhlu os o 90° z ohledem na tuto skutečnost bylo nejvhodnější řešení ozubené kuželové soukolí. Při návrhu byla snaha minimalizovat rozměry ozubených kol.

Geometrické parametry soukolí byly vypočítány pomocí programu GEOMETRIE [8]. V následující tabulce 4.2 jsou vybrané geometrické parametry stávajících ozubených kol, které jsou potřebné k dalším výpočtům. Kompletní geometrický výpočet je zařazen v Příloze B.

Tab. 4-2 Geometrie ozubeného kuželového soukolí

Parametry			Pastorek = Kolo
Počet zubů	z_{12}	[-]	29
Převodový poměr	u	[-]	1
Úhel os soukolí	Σ	[°]	90
Čelní modul vnější	m_t	[mm]	2,5
Čelní modul střední	m_{tm}	[mm]	2,073
Úhel sklonu zubů střední	β_m	[°]	15
Společná šířka kola	b	[mm]	17,5
Průměr střední roztečný	d_m	[mm]	60,1
Průměr vnější hlavový	d_a	[mm]	76,03
Průměr vnější patní	d_f	[mm]	68,25
Výška vnější hlavy	h_a	[mm]	2,5
Výška vnější paty	h_f	[mm]	3
Výška vnějšího zubu	h	[mm]	5,5
Úhel roztečného kužele	δ	[°]	45
Úhel profilu zubu	α	[°]	20

Výpočet sil v soukolí

Při záběru ozubených kol vznikají v ozubení síly. Hřídele jsou zatíženy ohybovým a kroutícím momentem a dále také axiálními silami. Zatížení ložisek se pak určí jako reakce uložení hřídelů. U kuželových kol, jejichž osy jsou vzájemně kolmé je $Fr_1 = Fa_2$ a $Fa_1 = Fr_2$. Proto stačí určit síly v ozubení působící na hnací kolo.

Tečná síla

$$Ft_1 = \frac{M_l}{\frac{dm}{2}} = \frac{2 \cdot 13 \cdot 10^3}{60,1} = \underline{\underline{432,7[N]}} \quad (4.9)$$

dm ...střední roztečný průměr ozubeného kuželového kola

Radiální síla

$$\begin{aligned} Fr_1 &= \frac{Ft_1}{\cos\beta} \cdot (\sin\beta_m \cdot \sin\delta + \operatorname{tg}\alpha \cdot \cos\delta) = \\ &= \frac{432,7}{\cos 15^\circ} \cdot (\sin 15^\circ \cdot \sin 45^\circ + \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \cos 45^\circ) = \underline{\underline{197,3[N]}} \end{aligned} \quad (4.10)$$

α ...úhel profilu zubu

β_m ...úhel sklonu zubu střední

δ ... úhel roztečného kužele

Axiální síla

$$\begin{aligned} Fa_1 &= \frac{Ft_1}{\cos\beta} \cdot (-\sin\beta_m \cdot \cos\delta + \operatorname{tg}\alpha \cdot \sin\delta) = \\ &= \frac{432,7}{\cos 15^\circ} \cdot (-\sin 15^\circ \cdot \cos 45^\circ + \operatorname{tg} 20^\circ \cdot \sin 45^\circ) = \underline{\underline{33,3[N]}} \end{aligned} \quad (4.11)$$

Axiální síla Fa působí ve směru od vrcholu kužele ke kolu a kolmá složka Fr vždy ve směru k hřídeli.

4.2.3 Návrh převodu 2

Při návrhu převodu nadcházely dvě varianty řešení (řetězový nebo řemenový převod). Po propočítání a zvážení nejvhodnější varianty jsem zvolil ozubený řemenový převod s ohledem na tichý a bezúdržbový chod.

Synchronizační řemeny nebo-li ozubené si uchovávají energetickou účinnost, která dosahuje nebo přesahuje 98 % po celou dobu životnosti. Naproti tomu u klínových řemenů klesá během provozu účinnost v některých případech až o 10 %.

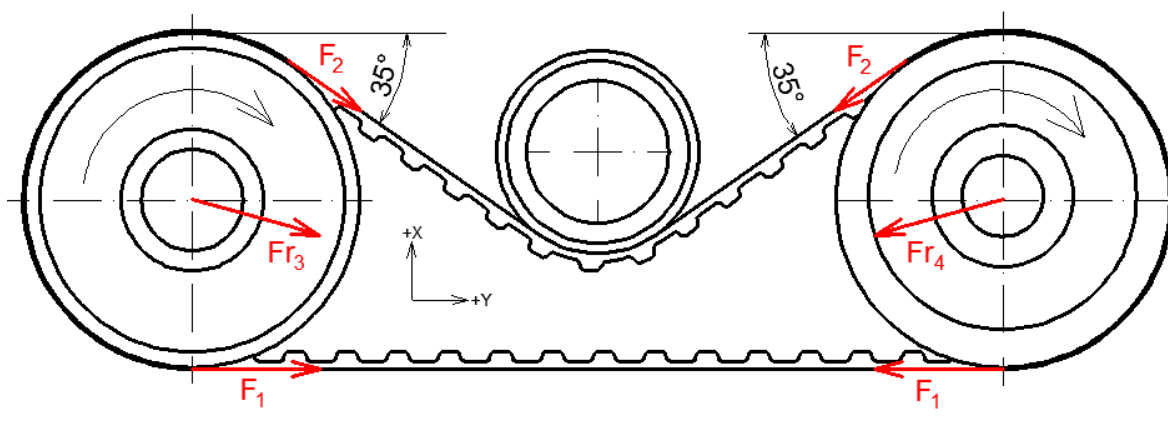
Výpočet převodu jsem provedl pomocí programu MITCal [9] s porovnáním a realizací v Autodesk Inventor 2012. V následující tabulce 4.3 jsou vybrané geometrické a silové parametry stávajícího ozubeného řemenového převodu. Kompletní postup výpočet převodu v obou programech je zařazen v (Příloze C). Výsledky obou programů dle vstupních parametrů (vycházejících z hřídele II jako hnacího členu) se v navržení normalizovaných komponentů řemenic a řemene shodují. Jelikož před výpočtem byla osová vzdálenost konstrukčně dána $C = 200 \text{ [mm]}$, a dle programu MITCal vycházela $C_v = 215.9 \text{ [mm]}$, byla do převodu vložena vnější kladka, která slouží k vymezení osové vzdálenosti a napínání řemene zároveň. Posléze byl převod i s vhodně vloženou kladkou vypočten a navržen v Autodesk Inventor, ze kterého jsou převzaty silové hodnoty.

Tab. 4-3 Parametry ozubeného řemenového převodu

Parametry			
Převodový poměr	i_{34}	[-]	1
Osová vzdálenost	C	[mm]	200
Počet zubů řemene	$z_{\text{ř}}$	[mm]	54
Rozteč zubů řemene	P	[mm]	12,7
Šířka řemene	B	[mm]	19,05
Roztečná délka řemene	L_w	[mm]	685,8
Úhel opásání řemenice	$\beta_{\text{ř}}$	[°]	214,7
Výpočtový průměr řemenice	D_p	[mm]	80,85
Síla v zatížené větvi řemene	F_1	[N]	377,3
Síla v odlehčené větvi řemene	F_2	[N]	74,1
Výsledné zatížení hřídele	F_{r3}	[N]	440,2

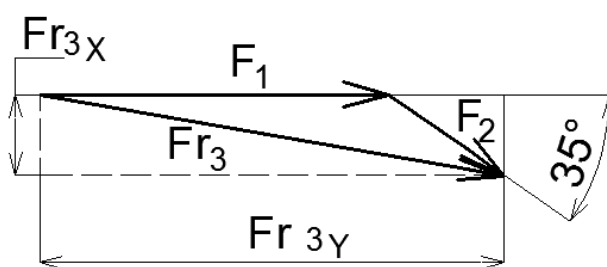
Síly působící v ozubeném řemenovém převodu

Jelikož je ozubený řemenový převod napínán kladkou, nastává rozložení výsledné radiální síly do dvou směrů x-y. Dle předchozích výpočtů byla zjištěna výsledná radiální síla působící na hřídel, ale nebylo známo přesné rozložení. Z 3D modelu převodu, který byl vytvořen na základě předchozího výpočtu byl změřen úhel vychýlení řemene od osy Y a graficky získány zatěžující síly v potřebných směrech.



Obr. 4-4 Síly působící v oz. řemenovém převodu

Získání celkové radiální síly působící na hřídel grafickou metodou a následné rozložení do osy x-y viz. Obr. 4-5



Obr. 4-5 Grafické složení sil

Síly získané grafickou metodou

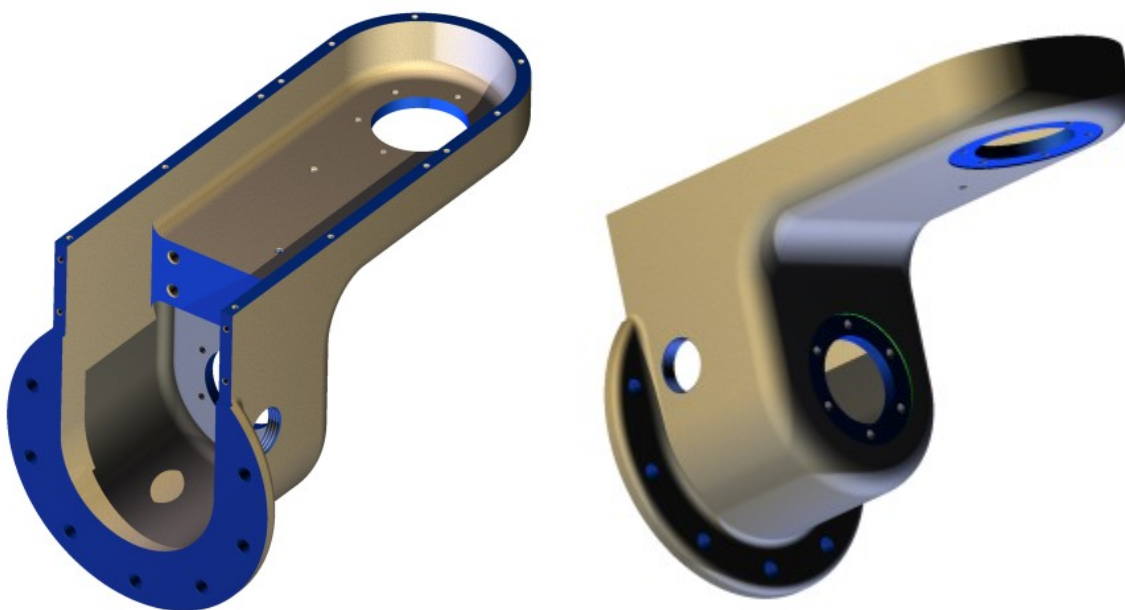
$$Fr_{3X} = Fr_{4X} = \underline{\underline{42,3 \text{ [N]}}}$$

$$Fr_{3Y} = Fr_{4Y} = \underline{\underline{438,1 \text{ [N]}}}$$

4.2.4 Konstrukce otáčivého rámu

Jelikož není zřejmé kolik kusů zařízení by se vyrábělo, proto předpokládám, že by se jednalo o vícekusovou výrobu a volím vhodnou variantu konstrukce otáčivého rámu jako odlitek.

Pokud by se jednalo o kusovou výrobu nebo prototyp byla by vhodná konstrukce jako svařenec nebo montovaná soustava.



Obr. 4-6 Konstrukce otáčivého rámu jako odlitek

4.2.5 Výpočet minimálních průměrů hřídelí

Všechny tři hřídele uloženy v otáčivém rámu jsou namáhány teoreticky stejným kroutícím momentem, když nejsou započteny účinnosti.

Volím materiál hřídelí 11 500 a jeho vlastnosti dle strojnických tabulek [12]

R_e ...mez kluzu v tahu, $R_e = 245$ [MPa]

R_m ...mez pevnosti v tahu, $R_m = 470$ [MPa]

τ_{Dk}dovolené napětí v krutu, $\tau_{Dk}=85$ [MPa]

$$\tau_k = \frac{M_I}{W_I} = \frac{16 \cdot M_I}{\pi \cdot d_{min}^3} \leq \tau_{Dk} \rightarrow d_{min} \quad (4.12)$$

$$d'_{min} = \sqrt[3]{\frac{M_I \cdot 16}{\pi \cdot \tau_{Dk}}} = \sqrt[3]{\frac{13000 \cdot 16}{\pi \cdot 85}} = \underline{\underline{9,2[mm]}}$$

$$d_{min} = \underline{\underline{18[mm]}}$$

Volím minimální průměr hřídelí větší než vypočtený $d = 18$ mm s ohledem:

- na normalizované konce hřídelí a jejich dovolené momentové namáhání
- na přenos krouticího momentu pomocí pera a další konstrukční vruby

4.2.6 Uložení hřídelí v otáčivém rámu

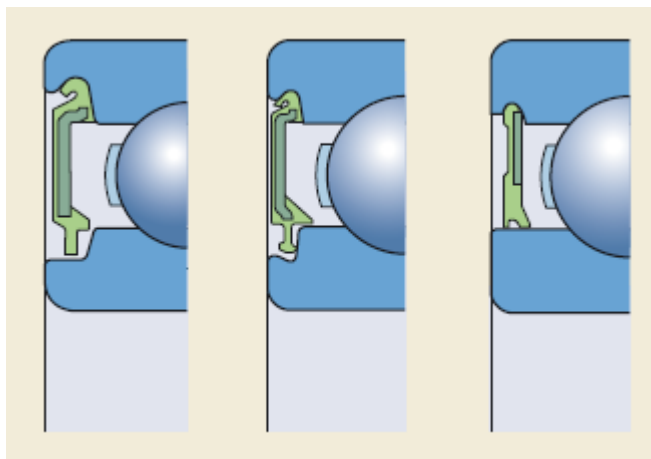
Hřídele jsou uloženy v jednořadých kuličkových ložiscích vždy v páru na jedné hřídeli. S ohledem na bezúdržbové uložení a zabránění znečištění volím utěsněná ložiska (2RS1), díky použití těchto ložisek odpadá utěsnění např. guferem v průchozí přírubě a není potřeba mazání, jelikož je ložisko tzv. samomazací od výroby popis viz. níže.

Hřídel I 2x61904 – 2RS1

Hřídel II 2x6204 – 2RS1

Hřídel III 2x61905 – 2RS1

Nerozebíratelné jednořadá radiální kuličkové ložisko s ocelovou klecí vedenou kuličkami s oboustranným třecím těsněním a normální radiální vůlí. Těsnění ložiska jsou vyrobená z olejivzdorné a otěruvzdorné pryže, která je navulkanizovaná na kovovou výztuhu a jsou zalisována do zápichů ve vnějším kroužku. Těsnící břity se opírají o hrany zápichů na vnitřním kroužku. Ložisko je naplněno kvalitním mazivem s teplotním rozsahem od -40°C do $+100^{\circ}\text{C}$ pro celou dobu životnosti ložiska. Ložiska SKF představují novou skupinu výkonných valivých ložisek, nabízí podstatné zvýšení hlavních provozních parametrů, jako jsou hlučnost, vibrace, vývin tepla, provozní spolehlivost, dynamická únosnost a jsou vyráběna s vyšší přesností než normální. Přesnost rozměrů odpovídá třídě přesnosti P6. [10]



Obr. 4-7 Utěsnění ložiska [11]

Normalizovaný ložiskový blok [15]

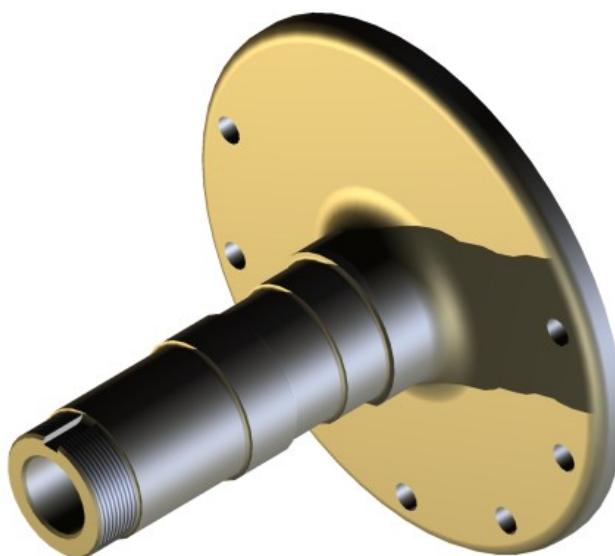
Ložiska na hřídeli II jsou uložena v normalizovaných blocích, které jsou přišroubovány do otáčivého rámu, katalogový list viz. (Příloha D).

4.2.7 Návrh spojovací příruby a její uložení

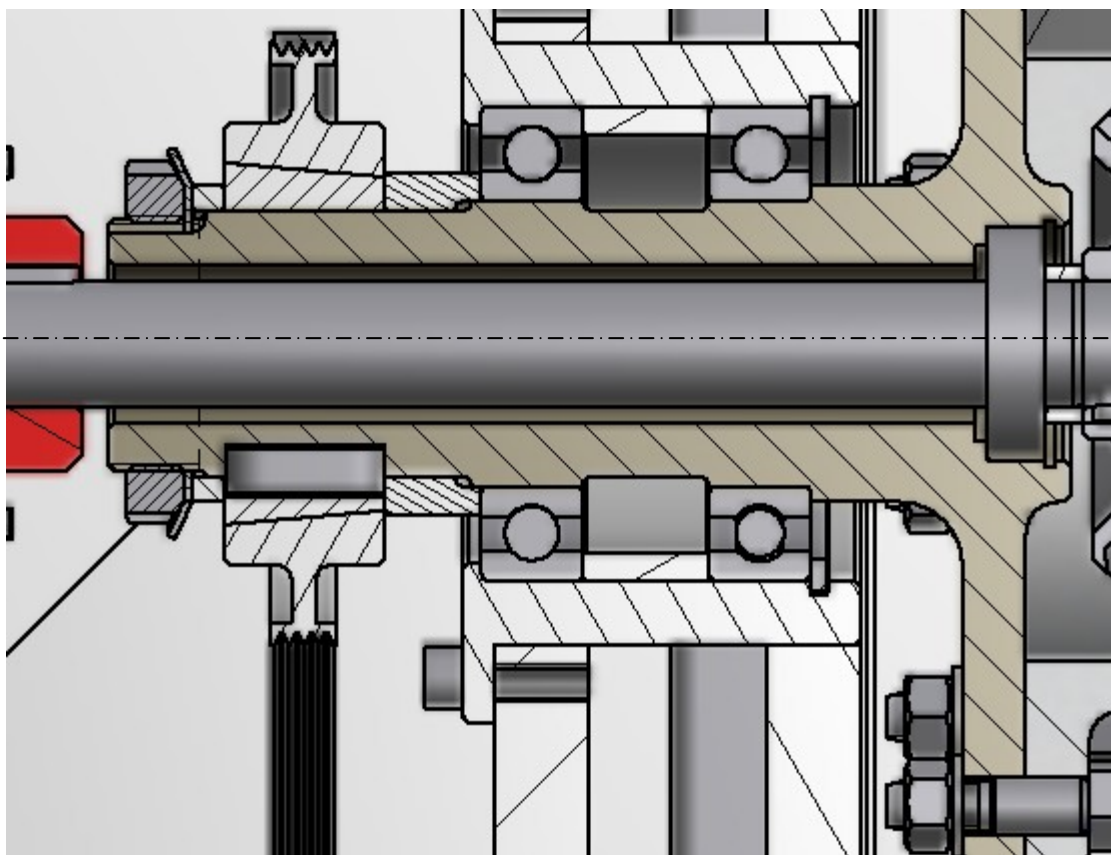
Spojovací příruba zajišťuje otočné uložení v pevném rámu a je pevně spojena s otáčivým rámem (spolu tvoří otáčivou jednotku).

Plní čtyři důležité funkce:

- pevné spojení s otáčivým rámem
- částečné uložení hřídele I
- otáčení vůči pevnému rámu
- uložení převodu 3

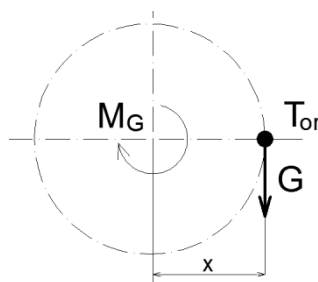


Obr. 4-8 Spojovací příruba



Obr. 4-9 Uložení spojovací příruby

Spojovací příruba je zatěžována hmotností otáčivého rámu a radiální silou od převodu 3. Odstředivá síla vznikající při otáčení je zanedbána vzhledem k nízkým otáčkám n_2 . Po zadání nebo-li přiřazení vhodného materiálu součástí (v programu Autodesk Inventor 2012) byla stanovena hmotnost otáčivého rámu i s uloženými komponenty (hřídele, příruby, ložiska...) $m_{or} = 11,3\text{kg}$, posléze vzdálenost těžiště T_{or} od osy otáčení otáčivého rámu $x = 46,5\text{mm}$, v poloze působení největšího odporového momentu M_G .



Obr. 4-10 Vznik odporového momentu

Zatěžující síla od hmotnosti otáčivého rámu

$$G = m_{or} \cdot g = 11,3 \cdot 9,81 = \underline{\underline{111[N]}} \quad (4.13)$$

g ... gravitační zrychlení

Výpočet odporového momentu

$$M_G = x \cdot G = 46,5 \cdot 111 = 5161,5\text{Nm} = \underline{\underline{5,16[Nm]}} \quad (4.14)$$

4.3 Návrh vedlejšího pohonu a převodu 3

Vedlejší pohon přes převod 3 otáčí otáčivou jednotkou. Aby bylo zaručeno otáčení otáčivé jednotky, musí být moment vedlejšího pohonu větší než odporový moment otáčivého rámu i s ohledem na odpory (vznikající při odjehlování, účinnost převodu 3 a uložení otáčivé jednotky v pevném rámu).

Na základě průzkumu podobných odjehlovacích zařízení a domluvě s vedoucím diplomové práce byly stanoveny otáčky otáčivé jednotky $n_{2p} = 60 [\text{ot} \cdot \text{min}^{-1}] \pm 4\%$.

4.3.1 Vedlejší pohon

Vedlejší pohonu musí zaručeně překonat odporový moment M_G spolu s převodem 3 tak aby požadované otáčky odpovídaly n_{2p} .

Stanovení minimálního výkonu vedlejšího pohonu

$$P_{Mv_{min}} = \frac{M_G \cdot \omega}{\eta_L \cdot \eta_{56}} = \frac{5,16 \cdot 6,3}{0,98 \cdot 0,98} = \underline{\underline{33,8[W]}} \quad (4.15)$$

$$\omega = 2\pi \cdot n_{2p} = 2\pi \cdot 1 = \underline{\underline{6,3[s^{-1}]}} \quad (4.16)$$

η_{56} ...účinnost víceklínového řemenového převodu [19], $\eta_{56} = 0,98 [-]$

n_{2p} ...požadované otáčky otáčivé jednotky, $n_p = 1 [ot \cdot s^{-1}] = 60 [ot \cdot min^{-1}]$

ω ...úhlová rychlost [s^{-1}]

Dle požadovaných parametrů volím vedlejší pohon asynchronní elektromotor SIEMENS [14] s planetovou převodovkou APEX DYNAMICS [27]

Parametry vedlejšího pohonu (elektromotor + převodovka):

Výkon: $P_{Mv} = 0,0873 [kW]$

Otáčky: $n_{Mv} = 105 [ot \cdot min^{-1}]$

Moment: $M_{Mv} = 7,93 [N \cdot m]$

Katalogový list elektromotoru a převodovky viz. Příloha E

4.3.2 Převod 3

Dle parametrů zvoleného vedlejšího pohonu a požadavků na otáčení otáčivé jednotky je navržen jako převod 3 víceklínový řemenový převod s ohledem na nižší náklady na výrobu (použití katalogových součástí) a možnost prokluzu (bezpečnost před přetížením). Dále řemenový převod umožňuje bez větších problémů vhodné umístění vedlejšího

pohonu, na rozdíl od ozubeného soukolí viz varianta B, C. Postup výpočtu dle SKF programu [28] viz. Příloha F.

Tab. 4-4 Parametry víceklínového řemenového převodu

Parametry			
Převodový poměr	i_{56}	[-]	1,69
Osová vzdálenost	C_2	[mm]	262
Jmenovitý výkon	P_2	[kW]	0,09
Délka víceklínového řemene	L_v	[mm]	762
Počet žebër	n_z	[-]	4
Referenční průměr hnací řemenice	$D_{ř6}$	[mm]	56
Referenční průměr hnané řemenice	$D_{ř5}$	[mm]	95
Výsledné radiální zatížení hřídele	F_{r5}	[N]	578,3 (385,5*)

*hodnota zatížení po zaběhnutí řemene

4.3.3 Výsledný moment a otáčky otáčivé jednotky

Momentová podmínka

$$M_G < M_{Mv} < M_{oj} \quad (4.17)$$

$$M_{oj} = M_{Mv} \cdot \eta_{56} \cdot i_{56} = 7,93 \cdot 0,98 \cdot 1,69 = \underline{\underline{13,1 \text{ [N} \cdot \text{m}]}}} \quad (4.18)$$

M_{Mv} ...moment vedlejšího pohonu [N·m]

M_{oj} ...moment otáčivé jednotky [N·m]

$5,16 < 7,93 < 13,1 \rightarrow$ Vyhovuje (zaručeno otáčení)

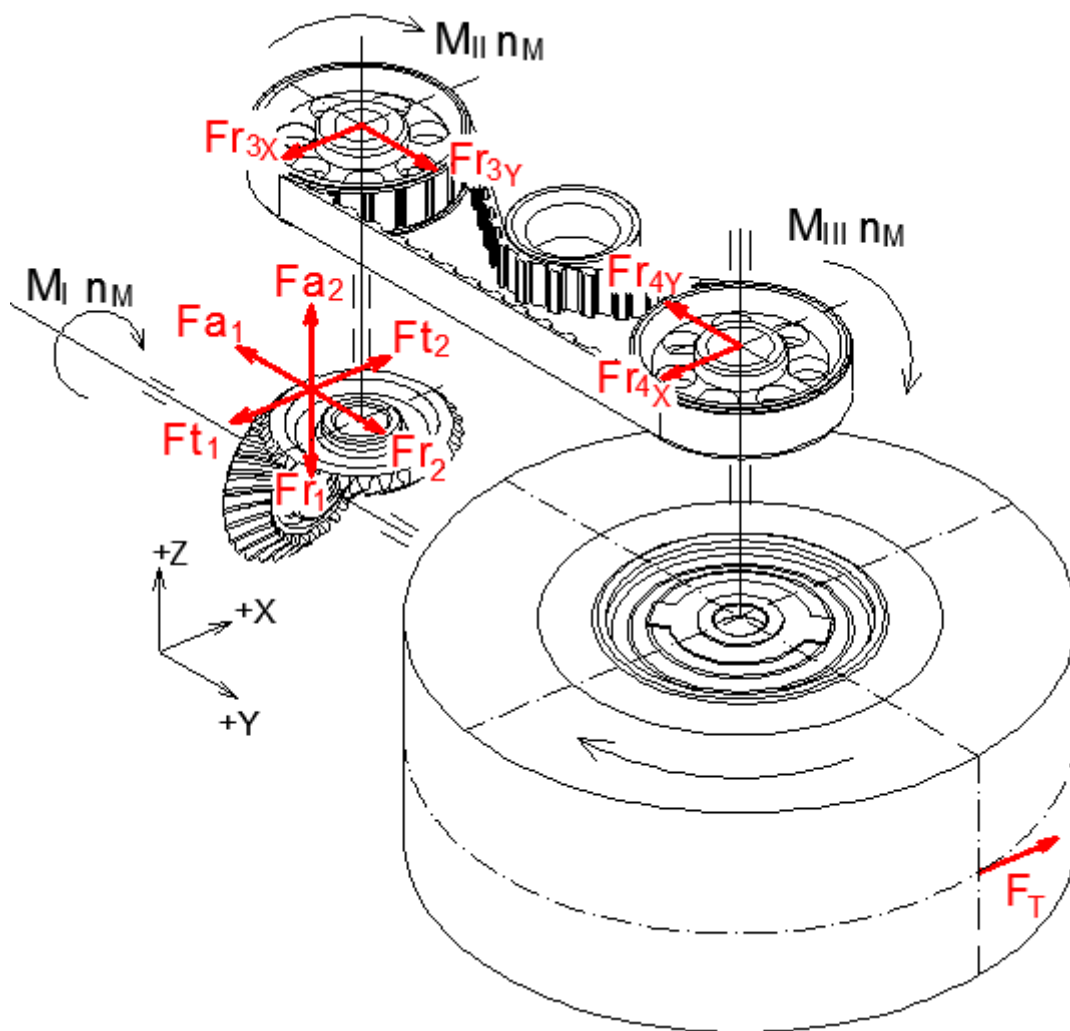
Skutečné otáčky otáčivé jednotky

$$n_{2s} = \frac{n_{Mv}}{i_{56}} = \frac{105}{1,69} = \underline{\underline{62,01 \text{ [ot} \cdot \text{min}^{-1}]}}}$$

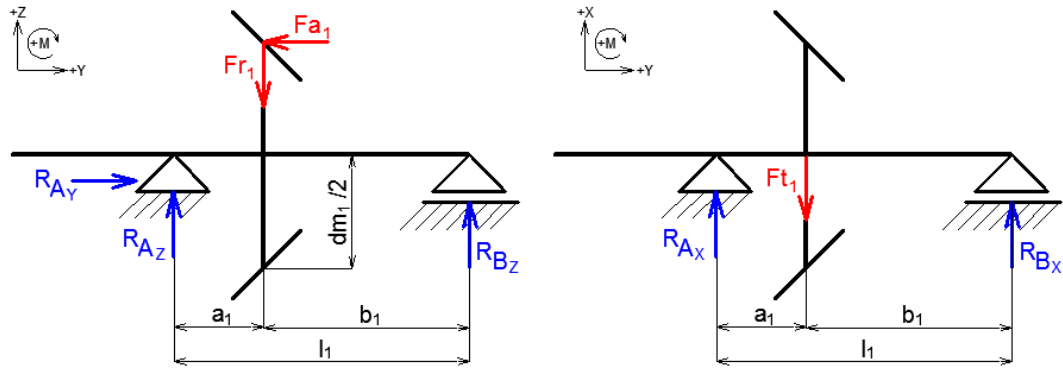
4.4 Výpočet zatížení hřídelí a spojovací příruby

4.4.1 Zatížení hřídelí

Síly vznikající při záběru ozubených kol a od řemenového převodu, působí ve dvou navzájem kolmých rovinách. Pro analýzu každého hřídele byl zvolen souřadný systém, který je patrný z Obr. 4-11. Do silového rozboru je zahrnuta i teoretická třecí síla, která působí proti otáčení kartáče při odjehlování. Třecí síla byla teoreticky stanovena jako polovina tečné síly na obvodu kartáče.



Obr. 4-11 Schéma působících sil

Hřídel I

Obr. 4-12 Zatížení hřídele I

Rovina Y-Z

$$\Sigma M_A = Fr_1 \cdot a_1 - Fa_1 \cdot \frac{dm_1}{2} - R_{Bz} \cdot l_1 = 0 \rightarrow R_{Bz} \quad (4.19)$$

$$R_{Bz} = \frac{Fr_1 \cdot a_1 - Fa_1 \cdot \frac{dm_1}{2}}{l_1} = \frac{197,3 \cdot 20 - 33,3 \cdot \frac{60,1}{2}}{98} = \underline{\underline{30,1[N]}}$$

$$\Sigma F_Z = R_{Az} - Fr_1 + R_{Bz} = 0 \rightarrow R_{Az} \quad (4.20)$$

$$R_{Az} = Fr_1 - R_{Bz} = 197,3 - 30,1 = \underline{\underline{167,2[N]}}$$

Rovina X-Y

$$\Sigma M_A = Ft_1 \cdot a_1 - R_{Bx} \cdot l_1 = 0 \rightarrow R_{Bx} \quad (4.21)$$

$$R_{Bx} = \frac{Ft_1 \cdot a_1}{l_1} = \frac{432,7 \cdot 20}{98} = \underline{\underline{88,3[N]}}$$

$$\Sigma F_X = R_{Ax} - Ft_1 + R_{Bx} = 0 \rightarrow R_{Ax} \quad (4.22)$$

$$R_{Ax} = Ft_1 - R_{Bx} = 432,7 - 88,3 = \underline{\underline{344,4[N]}}$$

Výsledné axiální zatížení

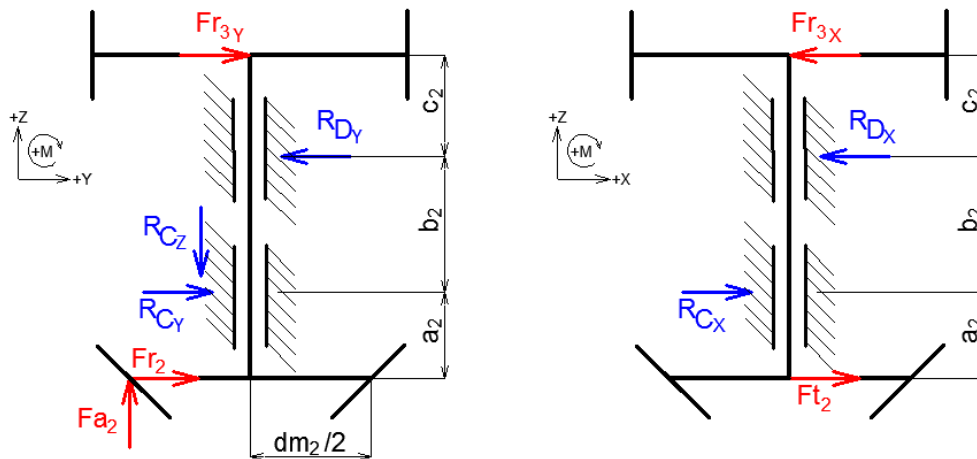
$$\Sigma F_Y = R_{A_Y} - Fa_1 = 0 \rightarrow R_{A_Y} \quad (4.23)$$

$$R_{A_Y} = Fa_1 = \underline{\underline{33,3[N]}}$$

Výsledné reakce působící na ložiska

$$R_A = \sqrt{R_{A_Z}^2 + R_{A_X}^2} = \sqrt{167,2^2 + 344,4^2} = \underline{\underline{382,8[N]}} \quad (4.24)$$

$$R_B = \sqrt{R_{B_Z}^2 + R_{B_X}^2} = \sqrt{30,1^2 + 88,3^2} = \underline{\underline{93,3[N]}} \quad (4.25)$$

Hřídel II

Obr. 4-13 Zatížení hřídele II

Rovina Y-Z

$$\Sigma M_C = -Fr_2 \cdot a_2 + Fa_2 \cdot \frac{dm_2}{2} - R_{D_Y} \cdot b_2 + Fr_{3Y} \cdot (b_2 + c_2) = 0 \rightarrow R_{D_Y} \quad (4.26)$$

$$\begin{aligned} R_{D_Y} &= \frac{-Fr_2 \cdot a_2 + Fa_2 \cdot \frac{dm_2}{2} + Fr_{3Y} \cdot (b_2 + c_2)}{b_2} \\ &= \frac{-33,3 \cdot 24,5 + 197,3 \cdot \frac{60,1}{2} + 438,1 \cdot (20 + 26)}{20} \\ &= \underline{\underline{1263,3[N]}} \end{aligned}$$

$$\Sigma F_Y = Fr_2 + R_{C_Y} - R_{D_Y} + Fr_{3Y} = 0 \rightarrow R_{C_Y} \quad (4.27)$$

$$R_{C_Y} = R_{D_Y} - Fr_2 - Fr_{3Y} = 1263,3 - 33,3 - 438,1 = \underline{\underline{791,9[N]}}$$

Rovina X-Z

$$\Sigma M_C = -Ft_2 \cdot a_2 + R_{D_X} \cdot b_2 - Fr_{3X} \cdot (b_2 + c_2) = 0 \rightarrow R_{D_X} \quad (4.28)$$

$$R_{D_X} = \frac{Ft_2 \cdot a_2 + Fr_{3X} \cdot (b_2 + c_2)}{b_2} = \frac{432,7 \cdot 24,5 + 42,3 \cdot (20 + 26)}{20} \\ = \underline{\underline{627,3[N]}}$$

$$\Sigma F_X = Ft_2 - R_{C_X} + R_{D_X} - Fr_{3X} = 0 \rightarrow R_{C_X} \quad (4.29)$$

$$R_{C_X} = Ft_2 + R_{D_X} - Fr_{3X} = 432,7 + 627,3 - 42,3 = \underline{\underline{1017,7[N]}}$$

Výsledné axiální zatížení

$$\Sigma F_Z = Fa_2 - R_{C_Z} = 0 \rightarrow R_{C_Z} \quad (4.30)$$

$$R_{C_Z} = Fa_2 = \underline{\underline{197,3[N]}}$$

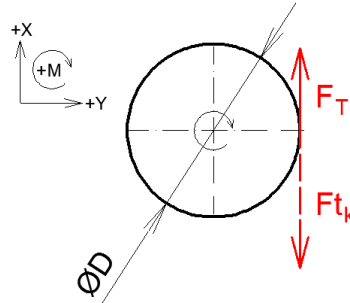
Výsledné reakce působící na ložiska

$$R_C = \sqrt{R_{C_Y}^2 + R_{C_X}^2} = \sqrt{791,9^2 + 1017,7^2} = \underline{\underline{1289,5[N]}} \quad (4.31)$$

$$R_D = \sqrt{R_{D_Y}^2 + R_{D_X}^2} = \sqrt{1263,3^2 + 627,3^2} = \underline{\underline{1410,5[N]}} \quad (4.32)$$

Hřídel III

Zavedení třecí síly, která působí proti směru otáčení kartáče při odjehlování F_T

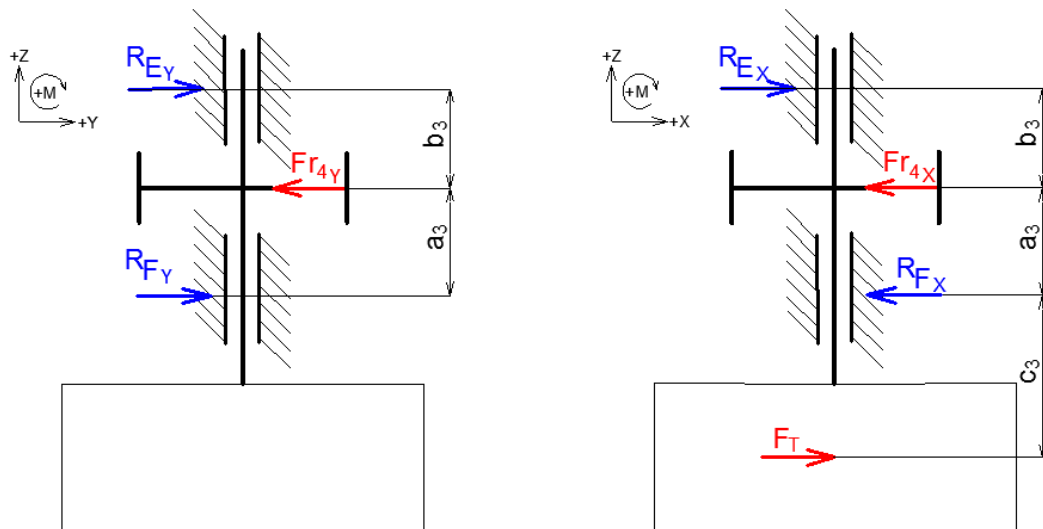


Obr. 4-14 Zavedení třecí síly

$$F_{t_k} = \frac{M_{III}}{\frac{D}{2}} = \frac{2 \cdot 11800}{250} = \underline{\underline{94,4 \text{ [N]}}} \quad (4.33)$$

$$F_T = \frac{F_{t_k}}{2} = \frac{94,4}{2} = \underline{\underline{47,2 \text{ [N]}}} \quad (4.34)$$

F_{t_k} ...tečná síla na obvodu kartáče [N]



Obr. 4-15 Zatížení hřídele III

Rovina Y-Z

$$\Sigma M_F = -Fr_{4Y} \cdot a_3 + R_{EY} \cdot (a_3 + b_3) = 0 \rightarrow R_{EY} \quad (4.35)$$

$$R_{EY} = \frac{Fr_4 \cdot a_3}{(a_3 + b_3)} = \frac{438,1 \cdot 26,5}{(26,5 + 20,5)} = \underline{\underline{247,0 \text{ [N]}}}$$

$$\Sigma F_Y = R_{F_Y} - Fr_{4Y} + R_{E_Y} = 0 \rightarrow R_{F_Y} \quad (4.36)$$

$$R_{F_Y} = Fr_{4Y} - R_{E_Y} = 438,1 - 247 = \underline{\underline{191,1[N]}}$$

Rovina X-Z

$$\Sigma M_F = -F_T \cdot c_3 - Fr_{4X} \cdot a_3 + R_{E_X} \cdot (a_3 + b_3) = 0 \rightarrow R_{E_X} \quad (4.37)$$

$$R_{E_X} = \frac{F_T \cdot c_3 + Fr_{4X} \cdot a_3}{(a_3 + b_3)} = \frac{47,2 \cdot 74,5 + 42,3 \cdot 26,5}{(26,5 + 20,5)} = \underline{\underline{98,7[N]}}$$

$$\Sigma F_X = F_T - R_{F_X} - Fr_{4X} + R_{E_X} = 0 \rightarrow R_{F_X} \quad (4.38)$$

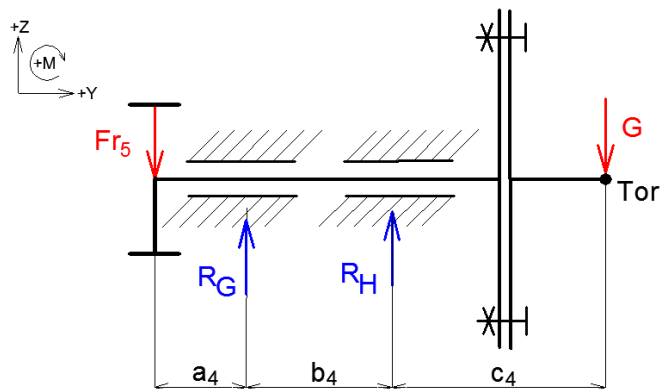
$$R_{F_X} = -Fr_{4X} + F_T + R_{E_X} = -42,3 + 47,2 + 98,7 = \underline{\underline{103,6[N]}}$$

Výsledné reakce působící na ložiska

$$R_E = \sqrt{R_{E_Y}^2 + R_{E_X}^2} = \sqrt{247^2 + 98,7^2} = \underline{\underline{266[N]}} \quad (4.39)$$

$$R_F = \sqrt{R_{F_Y}^2 + R_{F_X}^2} = \sqrt{191,1^2 + 103,6^2} = \underline{\underline{217,3[N]}} \quad (4.40)$$

4.4.2 Zatížení spojovací příruby



Obr. 4-16 Zatížení spojovací příruby

Rovina Y-Z

$$\Sigma M_H = -F_{r5} \cdot (a_4 + b_4) + R_G \cdot b_4 + G \cdot c_4 = 0 \rightarrow R_G \quad (4.41)$$

$$R_G = \frac{F_{r5} \cdot (a_4 + b_4) - G \cdot c_4}{b_4} = \frac{578,3 \cdot (36 + 36) - 111 \cdot 170,7}{36} = \underline{\underline{630,3[N]}}$$

$$\Sigma F_Z = -F_{r5} + R_G + R_H - G = 0 \rightarrow R_H \quad (4.42)$$

$$R_H = F_{r5} - R_G + G = 578,3 - 630,3 + 111 = \underline{\underline{59 [N]}}$$

Tab. 4-5 Výsledné reakce – zatížení ložisek

Uložení	Ložisko	Výsledné radiální zatížení [N]	Výsledné axiální zatížení [N]
Hřídel I	Ložisko A	382,8	33,3
	Ložisko B	93,3	0
Hřídel II	Ložisko C	1289,5	197,3
	Ložisko D	1410,5	0
Hřídel III	Ložisko E	266,0	0
	Ložisko F	217,3	0
Spojovací příruba	Ložisko G	630,3	0
	Ložisko H	59	0

4.5 Výpočet trvanlivosti ložisek

Výpočet trvanlivosti je s ohledem na opakování stejných vzorců provedena jedenkrát pro ložisko A na hřídeli I. Jelikož jsou kontrolovaná ložiska vybrána z katalogu SKF je kontrola provedena u dalších ložisek dle SKF kalkulátoru online [29]. Jsou zkontrolovány všechny ložiska, která slouží k uložení hřídelí i spojovací příruby. Výsledky SKF kalkulátoru všech ložisek viz. Příloha G.

Pro výpočet trvanlivosti ložiska (61904 – 2RS1) je nejprve potřeba stanovit součinitel e , který určuje způsob výpočtu ekvivalentního zatížení. Pokud bude poměr axiálního zatížení k radiálnímu zatížení ložiska menší než hodnota součinitele e , bude ekvivalentní zatížení ložiska rovno výslednému radiálnímu zatížení. V opačném případě se ekvivalentní zatížení stanoví podle typu ložiska a vztahu dle [11] str. 299. V případě zjištění ekvivalentního zatížení ložiska je možno vypočítat základní trvanlivost ložiska.

Ekvivalentní zatížení

$$\frac{R_{AY}}{R_A} = \frac{33,3}{382,8} = 0,087 \leq e = 0,19 \rightarrow P = R_A = \underline{\underline{382,8[-]}} \quad (4.43)$$

$$m_{SKF} = f_o \cdot \frac{R_{AY}}{C_o} = 15 \cdot \frac{33,3}{3650} = 0,136 \quad (4.44)$$

dle m_{SKF} odpovídá hodnota e [11], $e = 0,19[-]$

f_o ...výpočtový součinitel [11], $f_o = 15[-]$

C_o ...statická únosnost [11], $C_o = 3.65 [KN]$

Základní trvanlivost ložiska při 90% spolehlivosti

$$L_{10h} = \left(\frac{C_D}{P}\right)^p \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} = \left(\frac{6,37}{0,383}\right)^3 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 2930} = \underline{\underline{26211[hod]}} \quad (4.45)$$

p ...exponent ložiska - pro ložisko s bodovým stykem $p=3$

C_D ...dynamická únosnost [11], $C_D = 6,37[KN]$

Modifikovaná životnost dle SKF

$$L_{10hm} = a_1 \cdot a_{SKF} \cdot L_{10h} = 1 \cdot 50 \cdot 26211 = \underline{\underline{1310550\text{hod}}} \quad (4.46)$$

a_1 ...součinitel spolehlivosti pro pravděpodobnost poruchy 10% [20] table 1 $a_1 = 1$

a_{SKF} ...součinitel SKF, vyjadřuje všechny ostatní vlivy, je funkcí několika parametrů

$$a_{SKF} = f\left(\kappa, \eta_c, \frac{P_u}{P}\right)$$

V použitém ložisku je použito mazivo MT47. Kinematická viskozita maziva při 40°C je dle [20] $\nu = 70[\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$. Při provozu předpokládám teplotu 45° až 55°C. Dle [20] bude skutečná viskozita $\nu = 53,5[\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$ při teplotě 45°C.

Viskózní poměr:

$$\kappa = \frac{\nu}{\nu_1} = \frac{53,5}{13,1} = 4,09 \quad (4.47)$$

ν ...skutečná viskozita $[\text{mm}^2 \cdot \text{s}^{-1}]$

ν_1 ...požadovaná minimální viskozita, závisí na otáčkách a středním průměru ložiska

Určení součinitele a_{SKF} dle [20]:

$$\eta_c \cdot \frac{P_u}{P} = 0,78 \cdot \frac{0,156}{0,383} = 0,407 \rightarrow a_{SKF} = 50 \quad (4.48)$$

η_c ... součinitel znečištění maziva [20], předpokládám znečištění $\eta_c = 0,78 [-]$

P_u ...mezí únavové zatížení [11], $P_u = 0,156[\text{KN}]$

Dle předpokladu mají nejmenší životnost ložiska C, D uložena na hřídeli II, kde životnost vychází konkrétně pro ložisko C, $L_{10hm} = 8224 [\text{hod}]$ což odpovídá zhruba třem letem dle úvodního předpokladu denního provozu. Životnost ostatních ložisek přesahuje $L_{10hm} = 1 \cdot 10^6 [\text{hod}]$.

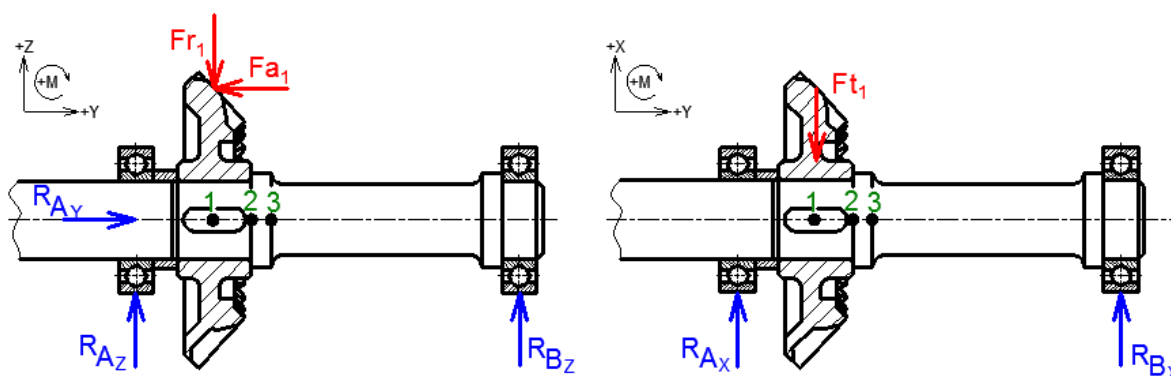
4.6 Kontrola hřídelí a spojovací příruby

V kapitole 4.4 byly z rovnic statické rovnováhy určeny příslušné reakce v uloženíh hřídelů. K provedení kontroly hřídele je nutno určit průběhy ohybových a krouticích momentů ve dvou navzájem kolmých rovinách posléze výslednice těchto momentů. Rozměry hřídele jsou kontrolovány ve vytipovaných nebezpečných průřezech. Tyto kritické průřezy jsou místa konstrukčního vrubu, místa s největším namáháním nebo také místa s nejmenším průřezem. V těchto zvolených místech bude počítána statická a dynamická bezpečnost. V případě statické kontroly by minimální bezpečnost měla splňovat hodnotu 1,5. Pro dynamickou kontrolu je pro bezproblémovou funkci požadovaná minimální hodnota 1,8.

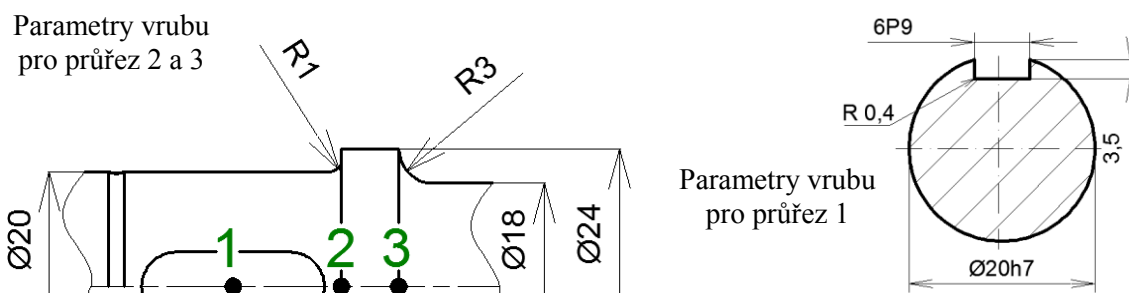
Statická a dynamická kontrola

Hřídel I

Hřídel přenáší moment od elektromotoru na kuželové soukolí, tím pádem je namáhána krutem a ohybem.



Obr. 4-17 Uložení hřídele I



Obr. 4-18 Parametry vrubů

Statická kontrola místa 1:

- Výsledný ohybový moment:

výsledný ohybový moment je odečten z grafu průběhů hřídele I, vytvořeny pomocí Autodesk Inventoru (generátor hřídelí) dle zatížení viz. Příloha H.

$$M_{o1} = \underline{\underline{7,66 [N \cdot m]}} \quad (4.49)$$

- Ohybové napětí:

$$\sigma_{o1} = \frac{M_{o1}}{W_{o1}} = \frac{32 \cdot M_{o1}}{\pi \cdot d_1^3} = \frac{32 \cdot 7660}{\pi \cdot 20^3} = \underline{\underline{9,75 [MPa]}} \quad (4.50)$$

$W_{o1} \dots$ modul průřezu ohybu v místě 1 na hřídeli I [-]

- Smykové napětí

$$\tau_{s1} = \frac{M_I}{W_{k1}} = \frac{16 \cdot M_I}{\pi \cdot d_1^3} = \frac{16 \cdot 13000}{\pi \cdot 20^3} = \underline{\underline{8,28 [MPa]}} \quad (4.51)$$

$W_{k1} \dots$ modul průřezu krutu v místě 1 na hřídeli I [-]

- Redukované napětí dle Guesta:

$$\begin{aligned} \sigma_{red1} &= \sqrt{(\sigma_{o1}^2 \cdot \alpha_{\sigma1}) + (4 \cdot \tau_{s1}^2 \cdot \alpha_{\tau1})} = \sqrt{(9,75^2 \cdot 1,64) + (4 \cdot 8,28^2 \cdot 2,9)} \\ &= \underline{\underline{30,8 [MPa]}} \end{aligned} \quad (4.52)$$

$\alpha_{\sigma1} \dots$ součinitel koncentrace napětí (nebo-li tvarový součinitel) pro ohyb [18]

$\alpha_{\tau1} \dots$ součinitel koncentrace napětí pro krut [18]

- Statická bezpečnost:

$$k_{s1} = \frac{R_e}{\sigma_{red1}} = \frac{245}{30,8} = \underline{\underline{7,95 [-]}} \quad (4.53)$$

Dynamická kontrola místa 1

Mez únavy v ohybu σ_{Co1} při souměrně střídavém namáhání materiálu 11 500 pro hladký vzorek.

$$\sigma_{Co1} = 0,49 \cdot R_m = 0,49 \cdot 470 = \underline{\underline{230,3[MPa]}} \quad (4.54)$$

- Vrubový součinitel podle Neubergera:

$$\beta_1 = 1 + \frac{\alpha_{\sigma 1} - 1}{1 + \frac{\sqrt{A}}{\sqrt{\rho_1}}} = 1 + \frac{1,64 - 1}{1 + \frac{0,5}{\sqrt{0,4}}} = \underline{\underline{1,36[-]}} \quad (4.55)$$

$\rho_1 \dots$ poloměr vrubu [12], $\rho_1 = 0,4[mm]$

$\sqrt{A} \dots$ Neubergerova konstanta materiálu [17]

- Mez únavy v kontrolovaném průřezu:

$$\sigma_{Co1}^* = \sigma_{Co1} \cdot \frac{\varepsilon_v \cdot \eta_p}{\beta_1} = 230,3 \cdot \frac{0,91 \cdot 0,87}{1,36} = \underline{\underline{134,3[MPa]}} \quad (4.56)$$

$\varepsilon_v \dots$ součinitel velikosti [17]

$\eta_p \dots$ součinitel jakosti povrchu [17]

- Amplituda ohybového napětí v kontrolovaném průřezu:

$$\sigma_{a1} = \sigma_{o1} = \underline{\underline{9,75[MPa]}} \quad (4.57)$$

- Součinitel dynamické bezpečnosti:

$$k_{\sigma 1} = \frac{\sigma_{Co1}^*}{\sigma_{a1}} = \frac{134,3}{9,75} = \underline{\underline{13,8[MPa]}} \quad (4.58)$$

- Součinitel statické bezpečnosti ve smyku:

$$k_{s\tau 1} = \frac{0,577 \cdot R_e}{\alpha_{\tau 1} \cdot \tau_{s1}} = \frac{0,577 \cdot 245}{2,9 \cdot 8,28} = \underline{\underline{5,68[MPa]}} \quad (4.59)$$

- Výsledná bezpečnost v kontrolovaném průřezu:

$$k_{v1} = \frac{k_{\sigma 1} \cdot k_{\sigma \tau 1}}{\sqrt{k_{\sigma 1}^2 + k_{\sigma \tau 1}^2}} = \frac{13,6 \cdot 5,68}{\sqrt{13,6^2 + 5,68^2}} = \underline{\underline{5,25[MPa]}} \quad (4.60)$$

Stejným způsobem jako průřez 1 jsou vypočteny další vytipované kritické průřezy na hřídeli I. S ohledem na přehlednost jsou stanovené a vypočtené hodnoty pro kontrolované průřezy vloženy do tabulek viz. níže.

Tab. 4-6 Statická bezpečnost hřídele I

Průřez	Krouťící moment	Ohybový moment	Průměr	Tvarový součinitel		Napětí			Statická bezpečnost
	M_k [Nm]	M_o [Nm]	d [mm]	α_σ [-]	α_τ [-]	σ [MPa]	τ [MPa]	σ_{red} [MPa]	k [-]
1	13	7,66	20	1,64	2,9	9,75	8,28	50,6	4,48
2	13	6,39	20	2	1,55	8,14	8,28	30,38	8,06
3	13	5,93	18	1,45	1,29	10,36	11,35	32,92	7,44

Tab. 4-7 Dynamická bezpečnost hřídele I

Průřez	Poloměr vrubu	Součinitel velikosti	Součinitel jakosti povrchu	Vrubový součinitel	Mez únavy	Napětí	Bezpečnost		
	ρ [mm]	ε_v [-]	η_p [-]	β [-]	σ_{Co}^* [MPa]	σ_a [MPa]	k_σ [-]	$k_{\sigma \tau}$ [-]	k_v [-]
1	0,4	0,91	0,87	1,36	134,3	9,75	13,77	5,69	5,26
2	1	0,91	0,87	1,67	109,4	8,14	13,45	10,64	8,34
3	3	0,93	0,87	1,35	138,1	10,36	13,33	9,32	7,64

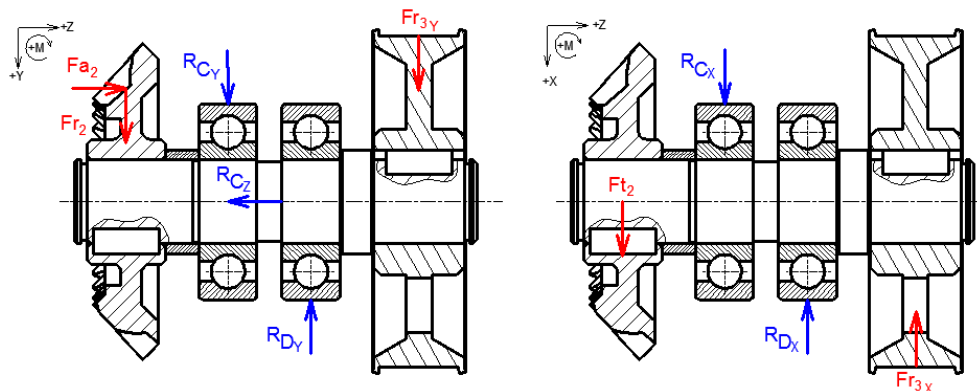
Z tabulek (Tab. 4-6 a Tab. 4-7) vyplývá, že hřídel I vyhovuje statické i dynamické kontrole jelikož výsledné hodnoty jsou větší jak minimální bezpečnost.

Postup kontroly bezpečnosti na hřídelích I, II a spojovací příruby

Další postup bude obdobný jako u hřídele I s tím, že je pouze uveden obrázek zatížení kontrolované součásti a parametry vrubů v daném průřezu, které slouží hlavně ke stanovení tvarového součinitele vrubu dle [18] a [30].

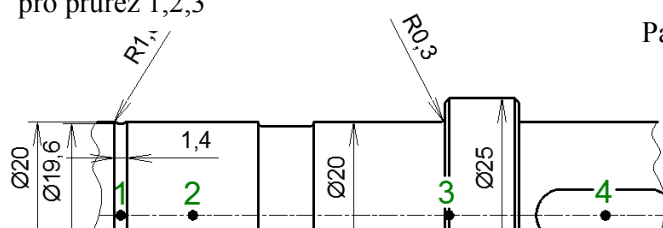
Hřídel II

Na hřídeli II je uloženo oz. kuželové kolo a oz. řemenice. Předpokládám zde větší namáhání, proto jsou zvoleny čtyři kritické průřezy pro kontrolu bezpečnosti.

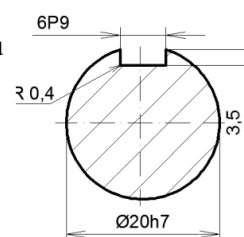


Obr. 4-19 Uložení hřídele II

Parametry vrubu
pro průřez 1,2,3



Parametry vrubu
pro průřez 4



Obr. 4-20 Parametry vrubů

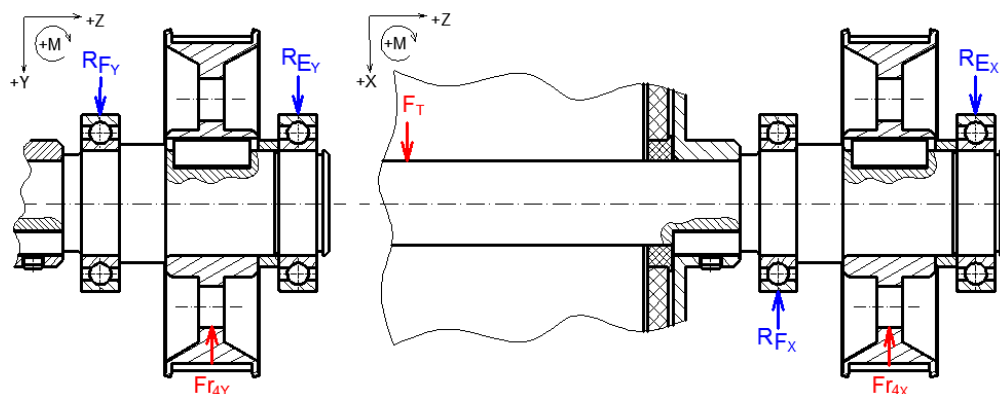
Tab. 4-8 Statická bezpečnost hřídele II

Průřez	Krouticí moment	Ohybový moment	Průměr	Tvarový součinitel		Napětí			Statická bezpečnost
	M_k [Nm]	M_o [Nm]		α_σ [-]	α_τ [-]	σ [MPa]	τ [MPa]	σ_{red} [MPa]	
1	12,3	9,13	19,6	1,6	1,3	12,35	8,32	29,3	8,36
2	12,3	11,76	20	1	1	14,97	7,83	21,67	11,31
3	12,3	8,36	20	2	1,55	10,64	7,83	32,29	7,59
4	12,3	5920	20	1,64	2,9	7,54	7,83	47,07	5,21

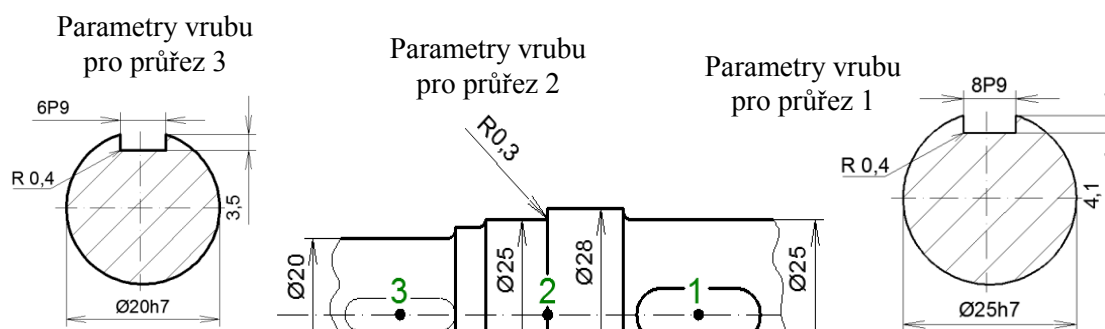
Tab. 4-9 Dynamická bezpečnost hřídele II

Průřez	Poloměr vrubu	Součinitel velikosti	Součinitel jakosti povrchu	Vrubový součinitel	Mez únavy	Napětí	Bezpečnost		
	ρ [mm]	ε_v [-]	η_p [-]				k_σ [-]	$k_{s\tau}$ [-]	k_v [-]
1	1,6	0,91	0,87	1,43	127,5	12,35	10,32	12,62	7,99
2	0	0,91	0,87	1	182,3	14,97	12,18	17,43	9,98
3	1	0,91	0,87	1,67	109,4	10,64	10,28	11,24	7,59
4	0,4	0,91	0,87	1,36	134,32	7,54	17,82	6,01	5,69

Hřídel III



Obr. 4-21 Uložení hřídele III



Obr. 4-22 Parametry vrubů

Tab. 4-10 Statická bezpečnost hřídele III

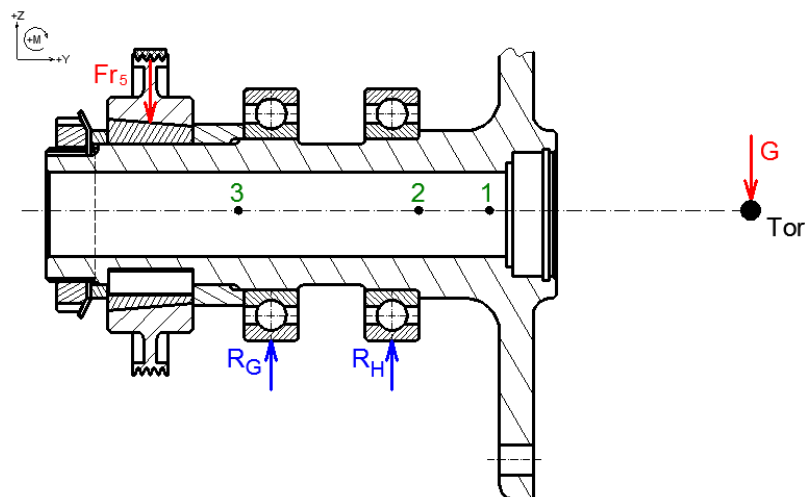
Průřez	Krouticí moment	Ohybový moment	Průměr	Tvarový součinitel		Napětí			Statická bezpečnost
	M_k [Nm]	M_o [Nm]	d [mm]	α_σ [-]	α_τ [-]	σ [MPa]	τ [MPa]	σ_{red} [MPa]	k
1	11,8	5,45	25	1,5	3,2	3,55	3,84	25,19	9,73
2	11,8	3,37	25	2,6	1,7	2,2	3,85	14,27	17,17
3	11,8	2,73	20	1,64	3	3,48	7,51	45,43	5,39

Tab. 4-11 Dynamická bezpečnost hřídele III

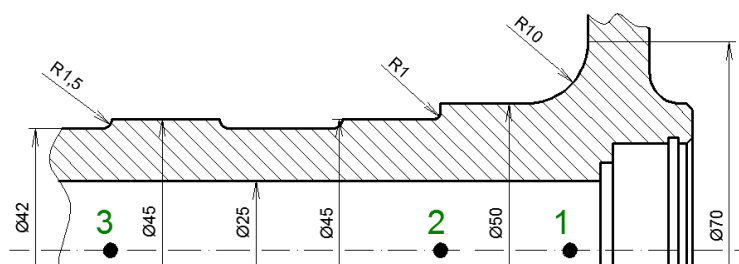
Průřez	Poloměr vrubu	Součinitel velikosti	Součinitel jakosti povrchu	Vrbový součinitel	Mez únavy	Napětí	Bezpečnost		
	ρ [mm]	ε_v [-]	η_p [-]	β [-]	$\sigma_{C_o}^*$ [MPa]	σ_a [MPa]	k_σ [-]	$k_{s\tau}$ [-]	k_y [-]
1	0,4	0,88	0,87	1,28	137,8	3,55	38,79	11,09	10,66
2	0,3	0,88	0,87	1,84	96,01	2,2	43,7	20,87	18,83
3	0,4	0,91	0,87	1,36	134,32	3,48	38,64	6,06	5,98

Spojovací příruba

Spojovací příruba je kontrolována jako dutá hřídel s vnějším osazením. Tvarový součinitel pro kontrolovaný průřez je stanoven dle [30]. Příruba se liší od hřídelí materiálem 12 0210 $\rightarrow R_e = 235[MPa], R_m = 380[MPa]$.



Obr. 4-23 Uložení spojovací příruby



Obr. 4-24 Parametry vrubů 1 až 3

Tab. 4-12 Statická bezpečnost spojovací příruby

Průřez	Krouticí moment	Ohybový moment	Průměr d [mm]	Tvarový součinitel		Napětí			Statická bezpečnost k
	M_k [Nm]	M_o [Nm]		α_σ [-]	α_τ [-]	σ [MPa]	τ [MPa]	σ_{red} [MPa]	
1	13,1	15,73	50	1,6	1,3	1,37	0,57	2,64	88,97
2	13,1	18,0,2	45	3	1,9	2,23	0,81	7,35	31,96
3	13,1	15,18	42	1,9	1,4	2,39	1,03	5,37	43,73

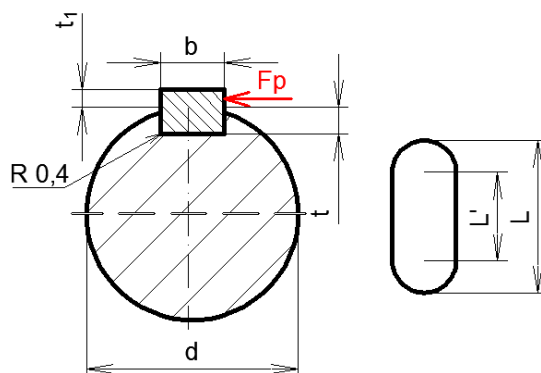
Tab. 4-13 Dynamická bezpečnost spojovací příruby

Průřez	Poloměr vrubu	Součinitel velikosti	Součinitel jakosti povrchu	Vrubový součinitel β	Mez únavy $\sigma_{C'o}$ [MPa]	Napětí σ_a [MPa]	Bezpečnost		
	ρ [mm]	ε_v [-]	η_p [-]				k_σ [-]	k_{st} [-]	k_v [-]
1	10	0,8	0,9	1,5	89,12	1,37	65,18	176,86	61,16
2	1	0,82	0,9	2,25	61,07	2,23	27,43	85,13	26,11
3	1,5	0,83	0,6	1,6	86,71	2,39	36,33	90,79	33,73

4.7 Kontrola přenosu točivého momentu

V navrženém zařízení je přenos točivého momentu mezi hřídelí a nábojem (řemenice, ozubené kuželové kolo...) řešen pomocí těsného pera. Na hřídelích I až III jsou navržnuta PERA 6e7 x 6 x 16 ČSN 02 2562, pouze na hřídeli III je z konstrukčních důvodů mezi ozubenou řemenicí a hřídeli PERO 8e7 x 7 x 18 ČSN 02 2562.

Kontrolu pera na otláčení jsem provedl u spojení mezi hřídelí II a ozubenou řemenicí. Jelikož je řemenice vyrobena z hliníku, je zde předpoklad největšího otláčení. Pro další spojení pomocí pera není nutná kontrola s ohledem na použití stejných per nebo větších. Případně u převzatých katalogových spojení pomocí pera, například mezi výstupní hřídelí vedlejšího pohonu a hnacím pouzdem řemenice, je předpoklad zaručeného přenosu momentu.



Obr. 4-25 Parametry spojení pomocí pera

Kontrola spojení oz. řemenice a hřídele II

PERO 6e7 x 6 x 16 ČSN 02 2562 [12]

přenášený krouticí moment pomocí spojení perem $M_{II} = 12,3 \text{ [Nm]}$

Výpočet síly působící na pero

$$M_{II} = F_p \cdot \left(\frac{d_p}{2} + \frac{t_1}{2} \right) \rightarrow F_p \quad (4.61)$$

$$F_p = \frac{M_2}{\left(\frac{d_p}{2} + \frac{t_1}{2} \right)} = \frac{12300}{\frac{20}{2} + \frac{2,5}{2}} = \underline{\underline{1093,3 \text{ [N]}}}$$

d_p ...průměr hřídele ve spojení perem [mm]

t_1 ...šířka drážky v náboji [12], $t_1 = 2,5 \text{ [mm]}$

Kontrola na otláčení v náboji nebo-li oz. řemenici

$$p_p = \frac{F_p}{S_p} = \frac{F_p}{t_1 \cdot L'} = \frac{1093,3}{2,5 \cdot 10} = \underline{\underline{43,7[MPa]}} \quad (4.62)$$

$$L' = L - b = 16 - 6 = \underline{\underline{10[mm]}} \quad (4.63)$$

$$p_p \leq p_d \quad (4.64)$$

$$43,7 \leq 60 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

p_d ...dovolené napětí v tlaku pro oz řemenici z hliníku [12], $p_d = 60[MPa]$

L' ...výpočtová délka pera [mm]

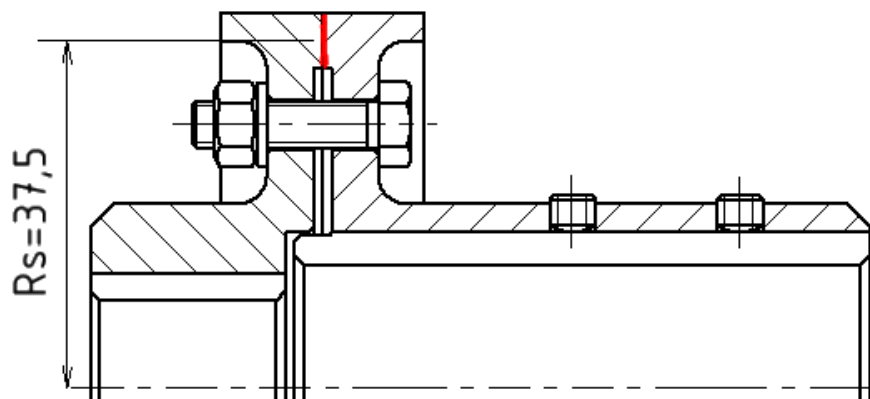
b ...šířka pera [12], $b=6$ [mm]

S_p ...kontrolovaná plocha na otláčení [mm²]

L ...délka pera [mm]

4.8 Návrh a kontrola spojky

Hlavní funkcí spojky je propojení dvou hřídelů a přenos točivého momentu. V mém případě spojení hřídele hlavního pohonu (elektromotoru) s výstupní hřídelí I. Jelikož mají spojované konce hřídelů různé průměry, volím pevnou kotoučovou spojku, která umožňuje spojení rozdílných průměrů. Spojení přírub spojky pomocí klasických šroubů. Velikost spojky se určí dle maximálního výpočtového točivého momentu M_v , který může při provozu spojky nastat.



Obr. 4-26 Kotoučová spojka

Jmenovitý točivý moment M_{Mh} motoru se navyšuje o provozní součinitel K , který zohledňuje dynamické chování pohonu a hnaného zařízení.

$$M_v = M_{Mh} \cdot K = 13 \cdot 1,5 = \underline{\underline{19,5 [Nm]}} \quad (4.65)$$

K ... provozní součinitel [22] $K=1,5$

Točivý moment se u kotoučové spojky přenáší třením na stykových plochách kotoučů viz. Obr. 4-26, proto musí být třecí moment M_T větší jak přenášený M_v .

Podmínka: $M_T > M_v$

Volím $M_T = 23 [Nm]$.

Výpočet osově síly ve šroubu

$$M_T = F_o \cdot i \cdot R_s \cdot f \rightarrow F_o \quad (4.66)$$

i ...počet spojovacích šroubů, volím $i = 4[-]$

f ...součinitel tření mezi přírubami, $f = 0,15[-]$

R_s ...vzdálenost třecí plochy od osy otáčení, dle konstrukce spojky $R_s = 37,5[mm]$

$$F_o = \frac{M_T}{i \cdot R_s \cdot f} = \frac{23000}{4 \cdot 37,5 \cdot 0,15} = \underline{\underline{1022,2[N]}}$$

Návrh šroubu

$$\beta \cdot \sigma_t \leq \sigma_D \quad (4.67)$$

$$\beta \cdot \frac{F_o}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \leq \frac{R_{e\dot{s}}}{k_{s\dot{s}}} \rightarrow d_3$$

$$d_3' \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_o \cdot \beta \cdot k_{s\dot{s}}}{\pi \cdot R_{e\dot{s}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1022,2 \cdot 1,3 \cdot 3}{\pi \cdot 300}} = \underline{\underline{4,11 [mm]}}$$

β ...koeficient zohlednění, $\beta = 1,3[-]$

$k_{s\dot{s}}$...statická bezpečnost, volím $k_{s\dot{s}} = 3[-]$

$R_{e\dot{s}}$...mez pevnosti pro pevnostní třídu šroubu 5.6 [17] $R_{e\dot{s}} = 300[MPa]$

Dle výpočtového d'_3 volím ze strojnických tabulek [12]:

ŠROUB M5 x 0,5 (5.6) s pozinkovou úpravou

P_z ...stoupání závitu [12], $P_z = 0,5$

d_3 ...malý průměr závitu [12], $d_3 = 4,387[mm]$

d_2 ...střední průměr závitu [12], $d_2 = 4,67[mm]$

Kontrola navrženého šroubu

Napětí v tahu

$$\sigma_t = \frac{F_o}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{1022,2}{\frac{\pi \cdot 4,387^2}{4}} = \underline{\underline{67,6[MPa]}} \quad (4.68)$$

Napětí ve smyku

$$\tau = \frac{M_{TZ}}{W_{kš}} = \frac{M_{TZ}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{497,3}{\frac{\pi \cdot 4,38^3}{16}} = \underline{\underline{30,1[MPa]}} \quad (4.69)$$

M_{TZ} ...třecí moment závitu [Nmm]

$W_{kš}$...průřez v krutu [-]

$$M_{TZ} = F_o \cdot tg(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2} = 1022,2 \cdot tg(1,95 + 9,82) \cdot \frac{4,67}{2} = \underline{\underline{497,3[Nmm]}} \quad (4.70)$$

Úhel stoupání

$$\psi = \arctg \frac{P_z}{\pi \cdot d_2} = \arctg \frac{0,5}{\pi \cdot 4,67} = \underline{\underline{1,95^\circ}} \quad (4.71)$$

Třecí úhel

$$\varphi' = \arctg \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \arctg \frac{0,15}{\cos \frac{60}{2}} = \underline{\underline{9,82^\circ}} \quad (4.72)$$

f_z ...tření v závitu [22], $f_z = 0,15[-]$

α_z ...úhel profilu metrického závitu [12], $\alpha = 60^\circ$

$$\sigma_{redš} = \sqrt{\sigma_t^2 + 3 \cdot \tau^2} \leq \frac{R_{eš}}{k_{vš}} \rightarrow k_{vš} \quad (4.73)$$

$$\sigma_{redš} = \sqrt{67,6^2 + 3 \cdot 30,1^2} = \underline{\underline{85,4[MPa]}}$$

$$k_{vš} = \frac{R_{eš}}{\sigma_{redš}} = \frac{300}{85,4} = \underline{\underline{3,51[-]}}$$

$$k_{vš} \geq k_{sš} \quad (4.74)$$

$$3,51 \geq 3 \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

$k_{vš}$...výsledná statická bezpečnost čroubu [-]

Výpočet skutečného utahovacího momentu

$$M_{Uskut} = M_{TZ} + M_{Th} = 497,3 + 527,1 = 1024,4[Nmm] = \underline{\underline{1,02[Nm]}} \quad (4.75)$$

$$M_{Th} = F_o \cdot f_M \cdot \frac{d_a + s}{4} = 1022,2 \cdot 0,15 \cdot \frac{5,75 + 8}{4} = \underline{\underline{527,7[Nmm]}} \quad (4.76)$$

M_{Umax} ...maximální dovolený utahovací moment dle [22] $M_U = 2,68[Nm]$

M_{Th} ...třecí moment pod hlavou šroubu [Nmm]

f_M ...součinitel tření pod hlavou šroubu [22]

d_a ...vnější dosedací průměr hlavy šroubu [12]

s ...vnitřní dosedací průměr hlavy šroubu [12]

$$M_{Uskut} \leq M_{Umax} \quad (4.77)$$

$$1,02 \leq 2,68[Nm] \rightarrow \text{Vyhovuje}$$

4.9 Návrh rámu zařízení

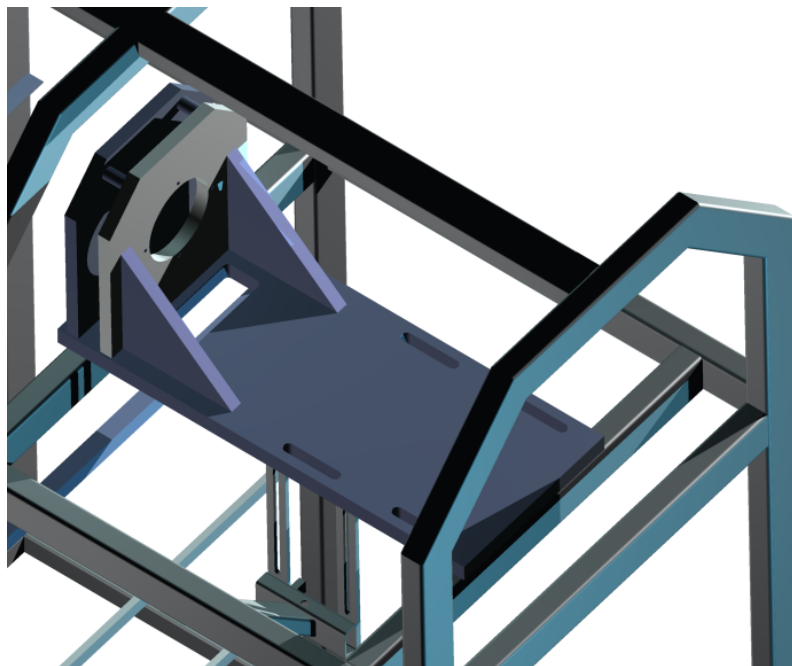
Rám zařízení je z velké části svařen z jeklů obdélníkového průřezu 50 x 30 x 3 a pomocnými profily, které slouží k připevnění komponentů jako je vedlejší pohon nebo vkládací nastavitelný otvor. Další část rámu tvoří silnostěnné pásy, které jsou vhodně svařeny a slouží k upevnění hlavního pohonu a uložení otočné jednotky, tak aby byla zaručena dokonalá tuhost celého zařízení. Rám je vhodně zakrytován s ohledem na vznik úrazu při rotaci otáčejících se komponentů a hlavně s důvodu odletu třísek při odjehlování. Aby byla zaručena stabilita vůči podlaze je rám připevněn pomocí svorkovnickových kotev [26].



Obr. 4-27 Rám zařízení



Obr. 4-28 Svorkovnicková kotva [26]



Obr. 4-29 Část rámu zařízení

4.10 Návrh nastavitelného vkládacího otvoru

Nastavitelný vkládací otvor je nedílnou součástí zařízení.

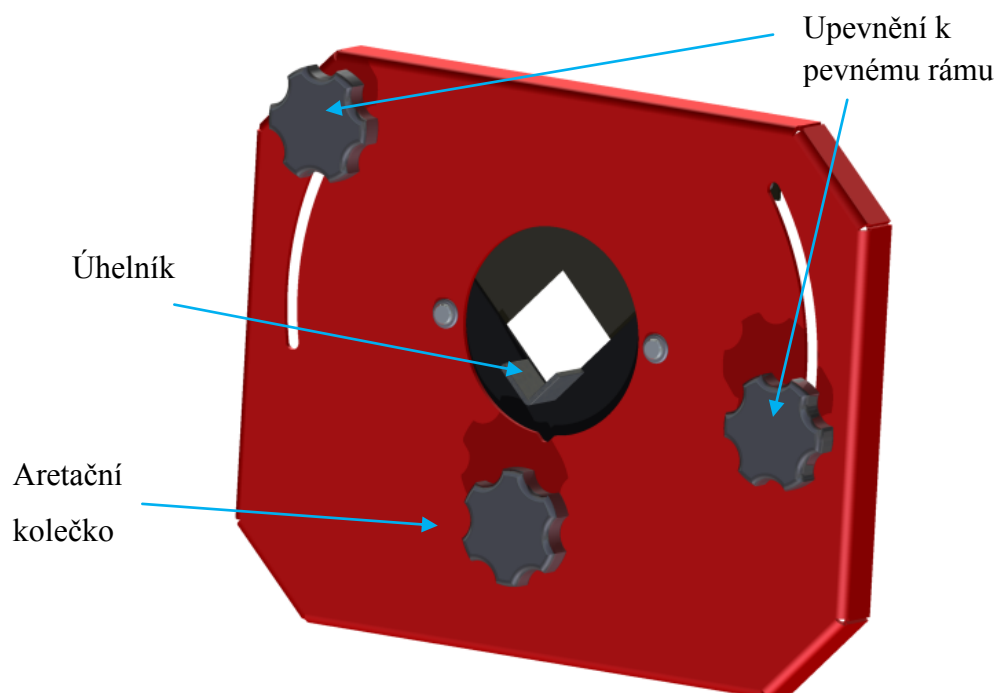
Plní dvě hlavní funkce:

- slouží k vedení odjehlovaného profilu a vystředění do středu pracovního prostoru nebo-li osy rotace kartáče.
- slouží jako bezpečnostní prvek při odjehlování, aby nedošlo k vysmeknutí vkládaného profilu vysokými otáčkami kartáče.

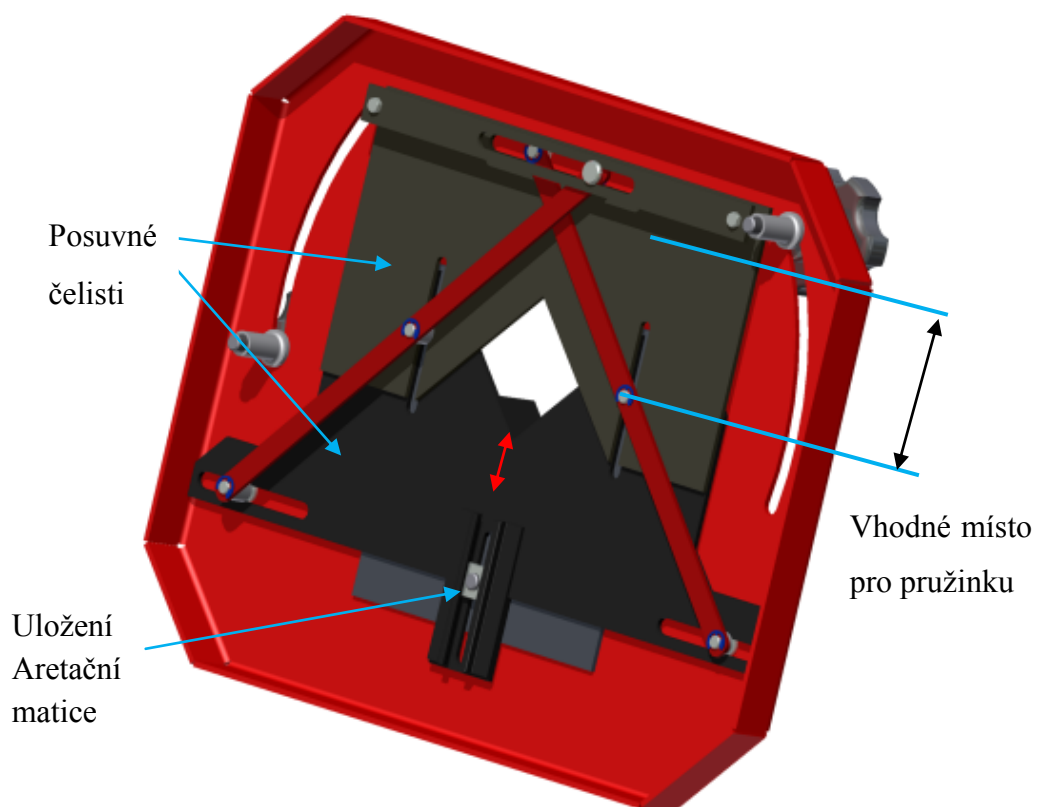
Popis funkce

Nastavování otvoru je velmi jednoduché. Vkládaný profil se položí na úhelník a mírně se vsune do zařízení, povolí se aretační kolečku pod vkládacím otvorem, vystředí se odjehlovaný profil mezi čelistmi, pohybem nahoru nebo dolů (nutné uchycení profilu s úhelníkem) a utáhne se aretační kolečko. Pro ještě rychlejší vymezování by bylo vhodné vložení tážné pružinky do místa viz Obr. 4-31(nejlépe na obě strany). Pomocí pružinek by se otvor samovolně uzavíral a tím by teoreticky nebylo potřeba aretačního kolečka.

Kolečka na krajích slouží k připevnění na rám zařízení



Obr. 4-30 Čelní pohled na nastavitelný vkládající otvor

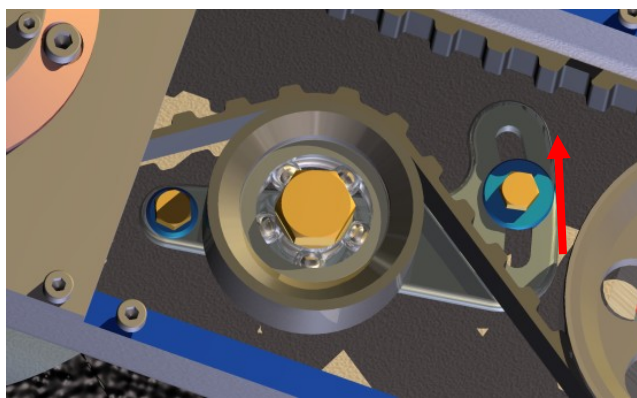


Obr. 4-31 Zadní pohled na nastavitelný vkládající otvor

5 PROVOZ A ÚDRŽBA ZAŘÍZENÍ

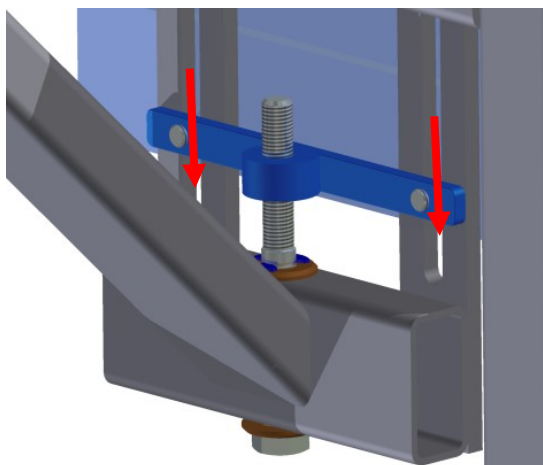
Pro správný chod zařízení po mechanické stránce je v první řadě správné napnutí řemenových převodů, k čemuž slouží napínací prvky.

U ozubeného řemenového převodu je napínání prováděno pomocí tzv. napínáku Obr. 5-1. Prvotní myšlenka byla použití pružné napínací kladky, ale dle výrobců ozubených řemenů se doporučuje pevná kladka. A v tomto případě by pružná kladka z prostorových důvodů nebyla vhodná. Kontrola správného napnutí dle příručky řemene může být provedena pomocí bezkontaktní metody tzv. frekvenční metodou.



Obr. 5-1 Napínák oz. řemenového převodu

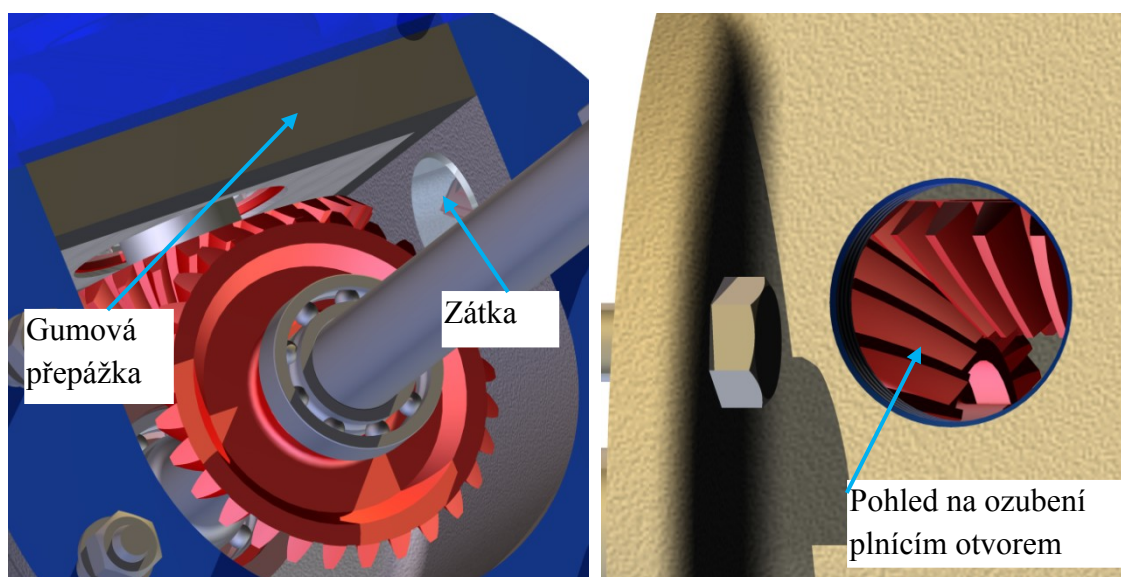
Napínání převodu 3 nebo-li víceklínového převodu je provedeno napínáním pomocí zvětšování osové vzdálenosti na straně hnací, v uložení vedlejšího pohonu viz. Obr. 5-2.



Obr. 5-2 Napínání víceklínového řemenového převodu

Dalším uzlem pro správný a bezporuchový chod zařízení je mazání ozubeného kuželového soukolí. Nastává otázka zda a jak mazat oz. soukolí při daných provozních podmínkách. Nastávají dvě možnosti buď dokonalé utěsnění prostoru kolem oz. soukolí a naplnění olejem (mazání tzv rozstřikem) nebo s ohledem na preventivní doplňování maziva, mazání pouze tukem.

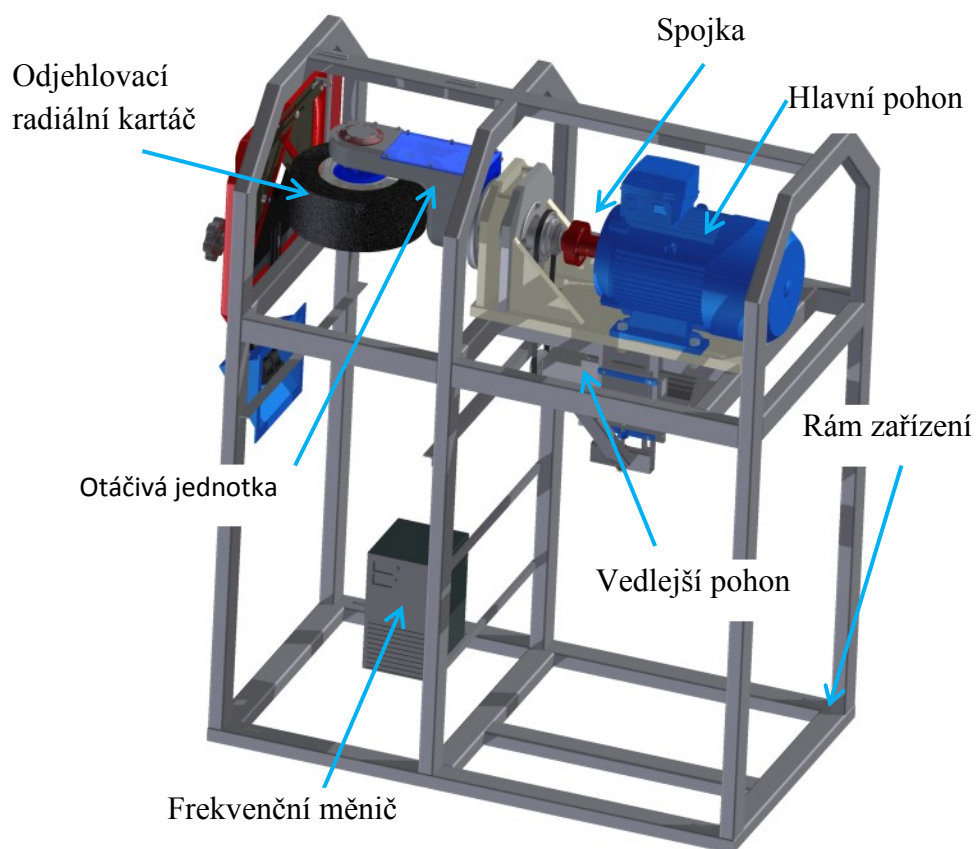
Volím mazání tukem s vytvořením nepatrných úprav v otáčivé jednotce. Díru se závitem (pro zátku) sloužící k doplnění maziva případně diagnostice stavu ozubení a vložení gumové přepážky kolem ložiskového bloku aby se tuk nedostal na oz. řemenový převod.



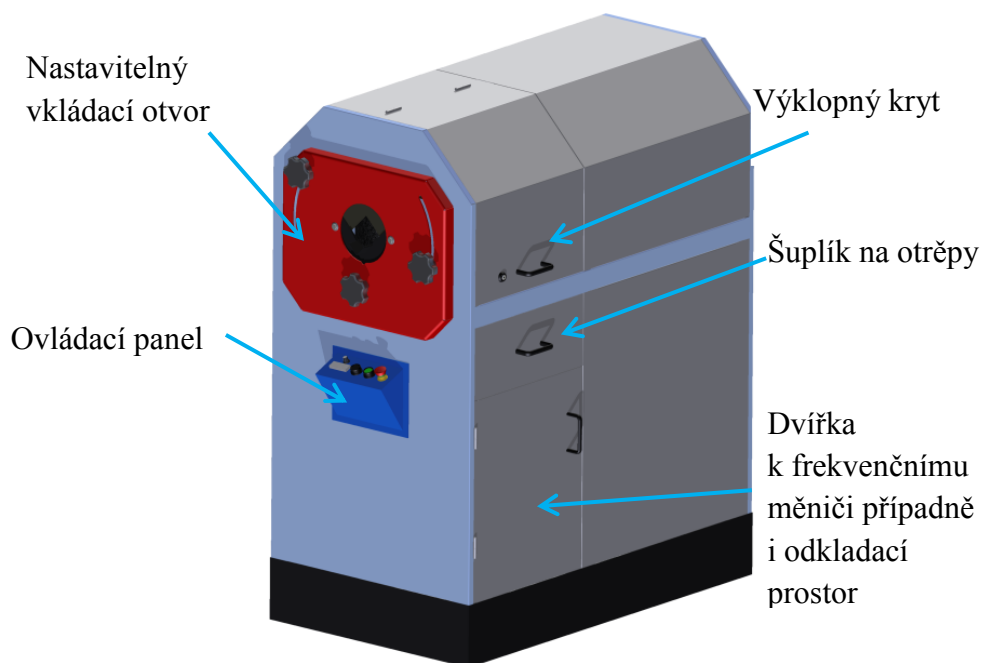
Obr. 5-3 Úprava prostoru kuž. soukolí pro mazání tukem

Zařízení nevyžaduje zvláštní údržbu kromě zmíněných kritérií viz výše. Pouze při opotřebení odjehlovacího kartáče jeho výměna a vysypání otřepu ze šuplíku, který je zasunut pod prostorem otáčecí jednotky.

6 VIZUALIZACE NAVRŽENÉHO ZAŘÍZENÍ



Obr. 6-1 Odjehlovací zařízení bez krytování



Obr. 6-2 Výsledné odjehlovací zařízení

7 ZÁVĚR

Cílem diplomové práce, bylo vypracování konstrukčního návrhu odjehlovacího zařízení sloužící k jednostrannému odjehlení tyčového a profilového materiálu daných rozměrů. V úvodu jsem uvedl proč se odjehlováním zabýváme a jaká norma stanovuje úpravu hran. Dále jsem uvedl zařízení, která se zabývají odjehlováním materiálů různých tvarů. Před vlastním konstrukčním návrhem jsem si nejdříve stanovil požadavky na dané zařízení a vytvořil morfologickou matici, ze které posléze vyplývá orgánová stavební struktura. Navržené varianty konstrukčního řešení se liší zejména ve volbě převodových prvků a jejich uspořádání, tak aby splňovaly dané podmínky vyplývající z požadavků. Ze třech variant A, B, C, jsem si zvolil variantu A. Následovalo navrhnutí a výpočítání hlavních prvků jako je pracovní nástroj, hlavní pohon, převod 1-3 a vedlejší pohon. Na základě těchto prvků byla vhodně navrhnutá otáčivá jednotka viz. Příloha J, která má výsledné parametry $n_1 = 2930 [ot \cdot min^{-1}]$, $n_{2s} = 62,01 [ot \cdot min^{-1}] \rightarrow$ zaručeno otáčení ve dvou osách a tím odjehlení vnitřních i vnějších hran profilů zároveň \rightarrow splněno zadání diplomové práce. Dále byly podrobeny otáčivé komponenty statické a dynamické kontrola viz. kapitola 4.6 a stanovena životnost uložení v ložiscích. Nakonec je zařízení vhodně uloženo do rámu aby pracovní osa nebo-li poloha vkládacího otvoru byla 1[m] nad zemí a tím vhodná výška pro práci obsluhy ve stoje viz Obr. 3-1 . Výsledkem je kompletní zařízení pro mechanické odjehlování viz. kapitola 6, případně výkresová dokumentace Příloha I.

POUŽITÁ LITERATURA

- [1] ČESKÁ TECHNICKÁ NORMA: Technické výkresy - Hrany neurčitých tvarů. [online]. 2005 [cit. 2013-11-8]. Dostupné z: <http://nahledy.normy.biz/nahled.php?i=73194>
- [2] WIKIPEDIE: Otřep [online]. 2013 [cit. 2014-11-8]. Dostupné z: <http://cs.wikipedia.org/wiki/Ot%C5%99ep>
- [3] FRENOS: Odjehlovací systémy. Wwww.frenos.cz [online]. 2013 [cit. 2013-10-17]. Dostupné z: <http://www.frenos.cz/ke1.html>
- [4] TVD: Odjehlování [online]. 2009 [cit. 2013-11-12]. Dostupné z: <http://www.tvd.cz/odjehlovani>
- [5] LPW: Turnamat [online]. 2013 [cit. 2013-11-10]. Dostupné z: <http://www.lpw.cz/show.php?show=117>
- [6] EXACTCUT: Automatické dělicí linky [online]. 2009 [cit. 2013-10-29]. Dostupné z: <http://www.exactcut.cz/manipulace-s-materialem/zpracovani-materialu/odjehleni-materialu-orbital/>
- [7] Bc. HOLEŠ, J. Odjehlovací zařízení : diplomová práce. Ostrava : VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, 2013. Vedoucí práce : doc. Dr. Ing. Kovář, L.
- [8] GEOMETRIE. Kontrola geometrie ozubených kol, verze 3. © M. NĚMČEK 2009
- [9] MITCALC: Výpočet ozubeného řemene [online]. 2014 [cit. 2014-02-10]. Dostupné z: <http://www.mitcalc.com/cz/download.htm>
- [10] PRO PRŮMYSL: Ložiska [online]. 2008, 2014 [cit. 2014-04-17]. Dostupné z: <http://proprumysl.cz/lozisko-6204-2rs-cx/>
- [11] SKF: Kuličková ložiska [online]. Katalog skf. 2013 [cit. 2012-12-10]. Dostupné z: <http://www.skf.com/files/515051.pdf>
- [12] JAN LEINVEBER, Pavel Vávra. Strojnické tabuky. Úvaly, Havlíkova 92: ALBRA - pedagogické nakladatelství, 2003.

- [13] LESSMANN: Radiální kartáče [online]. 2013 [cit. 2013-10-17]. Dostupné z: <http://lessmann.com/index.php/cz/Vyrobky/Kartace-s-otvorem>
- [14] SIEMENS: Katalog elektromotorů [online]. 2007 [cit. 2013-12-17]. Dostupné z: <http://www.elektromotory-siemens.cz/ke-stazeni.html>
- [15] MISUMI: Ložiska s pouzdry [online]. 2014 [cit. 2014-02-17]. Dostupné z: <http://cz.misumi-ec.com/eu/ItemDetail/10300100130.html>
- [16] TRANSTECNO: Frekvenční měniče [online]. 2014 [cit. 2014-04-17]. Dostupné z: http://www.motory-prevodovky.cz/img/manualTranstecno/Frequency_drivers.pdf
- [17] MORAVEC, V., HAVLÍK J. Výpočty a konstrukce strojních dílů. Skriptum VŠB-TU Ostrava. Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-0878-9.
- [18] KRÍŽ, R. Strojnické tabulky II.: Pohony. Montanex. Ostrava, 1997. ISBN 80-85780-51-8.
- [19] RUBENA: Víceklínové řemeny [online]. 2014 [cit. 2014-02-15]. Dostupné z: http://www.rubena.cz/files/Remeny/KR-01_Zakl-Informace.pdf
- [20] SKF: Příklad výpočtu [online]. 2014 [cit. 2014-04-10]. Dostupné z: <http://www.skf.com/group/products/bearings-units-housings/ball-bearings/principles/selecting-bearing-size/calculation-examples/index.html>
- [21] WALTHER FLENDER: Převody ozubenými převody [online]. 2013 [cit. 2013-12-10]. Dostupné z: <http://www.walther-flender.cz/catalogs/Prevody-ozubenymi-remeny.pdf>
- [22] ČÁSTI A MECHANISMY STROJŮ III: Spojky pevné a pružné [online]. 2014 [cit. 2014-03-5]. Dostupné z: <http://www.347.vsb.cz/staff/Folta/menu.htm>
- [23] ZANZI: Uzavřené profily [online]. 2011, 2014 [cit. 2014-04-14]. Dostupné z: <http://www.zanzi.sk/produkty-sluzby/ocelove-rury-uzavrete-profil/>
- [24] METAL CENTRUM: Trubky a profily z mědi a mosazi [online]. 2014 [cit. 2014-04-17]. Dostupné z: <http://www.metalcentrum.cz/sortiment/trubky-a-profil-y-z-medi-a-mosazi/>
- [25] MOAS: Hliníkové profily - MayTec [online]. 2014 [cit. 2014-04-17]. Dostupné z: <http://www.moas.cz/>

- [26] PROFESIONÁL: Kotevní technika [online]. 2014 [cit. 2014-04-17]. Dostupné z: <http://www.naradiprofesional.cz/fischer-fbn-8-x-71-svornikova-kotva/>
- [27] RAVEO: Planetové převodovky [online]. 2014 [cit. 2014-02-15]. Dostupné z: http://raveo.cz/planetove_prevodovky
- [28] Výpočty SKF pro přenos výkonu - verze 3.0
- [29] SKF: Kalkulátor SKF [online]. 2014 [cit. 2014-04-18]. Dostupné z: <http://webtools3.skf.com/BearingCalc/summaryResult.action>
- [30] ZDENĚK FOLTA. ČÁSTI A MECHANISMY STROJŮ III: Kontrola hřídelí. Ostrava, 2009. Dostupné z: <http://www.347.vsb.cz/staff/Folta/menu.htm>

PŘÍLOHY

Příloha A	Hlavní pohon
Příloha B	Výpočet geometrie ozubeného kuželového soukolí
Příloha C	Návrh a výpočet ozubeného řemenového převodu
Příloha D	Ložiskový blok
Příloha E	Vedlejší pohon
Příloha F	Postup výpočtu víceklínového řemenového převodu
Příloha G	Kontrola ložisek dle SKF
Příloha H	Smykové, ohybové, momentové průběhy hřídelí a spojovací příruby
Příloha I	Výkres sestavení zařízení pro mechanické odjehlování OZ-SEV227-1.0
Příloha J	Výkres podsestavy otáčivé jednotky OZ-SEV227-1.1
Příloha K	Výkres podsestavy nastavitelný vkládací otvor OZ-SEV227-1.2
Příloha L	CD-ROM s textem diplomové práce, přílohami, 3D modelem zařízení a výkresovou dokumentací

SEZNAM OBRÁZKŮ

<i>Obr. 1-1 Různé profily po odjehlení [23],[24]</i>	17
<i>Obr. 1-2 Složité profily z hliníku [25]</i>	17
<i>Obr. 2-1 Odjehlovací strojek 45° [3]</i>	20
<i>Obr. 2-2 TimeSavers 42 Serie 1350 BR [4]</i>	21
<i>Obr. 2-3 Systém vícesměrných kartáčků [4]</i>	21
<i>Obr. 3-3 Schéma varianty A</i>	28
<i>Obr. 3-4 Schéma varianty B</i>	28
<i>Obr. 3-5 Schéma varianty C</i>	29
<i>Obr. 4-1 Graf závislosti otáček a výkonu [13]</i>	30
<i>Obr. 4-2 Frekvenční měnič 4kW [16]</i>	31
<i>Obr. 4-3 Zobrazení účinností a kinematiky</i>	32
<i>Obr. 4-4 Síly působící v oz. řemenovém převodu</i>	37
<i>Obr. 4-5 Grafické složení sil</i>	37
<i>Obr. 4-6 Konstrukce otáčivého rámu jako odlitek</i>	38
<i>Obr. 4-7 Utěsnění ložiska [11]</i>	40
<i>Obr. 4-8 Spojovací příruba</i>	41
<i>Obr. 4-9 Uložení spojovací příruby</i>	41
<i>Obr. 4-10 Vznik odporového momentu</i>	42
<i>Obr. 4-11 Schéma působících sil</i>	45
<i>Obr. 4-12 Zatížení hřídele I</i>	46
<i>Obr. 4-13 Zatížení hřídele II</i>	47
<i>Obr. 4-14 Zavedení třecí síly</i>	49
<i>Obr. 4-15 Zatížení hřídele III</i>	49
<i>Obr. 4-16 Zatížení spojovací příruby</i>	51
<i>Obr. 4-17 Uložení hřídele I</i>	54

<i>Obr. 4-18 Parametry vrubů</i>	<i>54</i>
<i>Obr. 4-19 Uložení hřídele II</i>	<i>58</i>
<i>Obr. 4-20 Parametry vrubů</i>	<i>58</i>
<i>Obr. 4-21 Uložení hřídele III.....</i>	<i>59</i>
<i>Obr. 4-22 Parametry vrubů</i>	<i>59</i>
<i>Obr. 4-23 Uložení spojovací příruby.....</i>	<i>60</i>
<i>Obr. 4-24 Parametry vrubů</i>	<i>60</i>
<i>Obr. 4-25 Parametry spojení pomocí pera.....</i>	<i>61</i>
<i>Obr. 4-26 Kotoučová spojka.....</i>	<i>62</i>
<i>Obr. 4-27 Rám zařízení.....</i>	<i>66</i>
<i>Obr. 4-28 Svorkovnicková kotva [26]</i>	<i>66</i>
<i>Obr. 4-29 Část rámu zařízení</i>	<i>67</i>
<i>Obr. 4-30 Čelní pohled na nastavitelný vkládající otvor.....</i>	<i>68</i>
<i>Obr. 4-31 Zadní pohled na nastavitelný vkládající otvor.....</i>	<i>68</i>
<i>Obr. 5-1 Napínák oz. řemenového převodu.....</i>	<i>69</i>
<i>Obr. 5-2 Napínání víceklínového řemenového převodu</i>	<i>69</i>
<i>Obr. 5-3 Úprava prostoru kuž. soukolí pro mazání tukem</i>	<i>70</i>
<i>Obr. 6-1 Odjehlovací zařízení bez krytování</i>	<i>71</i>
<i>Obr. 6-2 Výsledné odjehlovací zařízení.....</i>	<i>71</i>

SEZNAM TABULEK

<i>Tab. 3-1 Požadavkový list.....</i>	<i>25</i>
<i>Tab. 4-1 Kritéria pro použití kartáče [13]</i>	<i>31</i>
<i>Tab. 4-2 Geometrie ozubeného kuželového soukolí.....</i>	<i>34</i>
<i>Tab. 4-3 Parametry ozubeného řemenového převodu</i>	<i>36</i>
<i>Tab. 4-4 Parametry víceklínového řemenového převodu</i>	<i>44</i>
<i>Tab. 4-5 Výsledné reakce – zatížení ložisek.....</i>	<i>51</i>
<i>Tab. 4-6 Statická bezpečnost hřídele I.....</i>	<i>57</i>
<i>Tab. 4-7 Dynamická bezpečnost hřídele I</i>	<i>57</i>
<i>Tab. 4-8 Statická bezpečnost hřídele II</i>	<i>58</i>
<i>Tab. 4-9 Dynamická bezpečnost hřídele II</i>	<i>58</i>
<i>Tab. 4-10 Statická bezpečnost hřídele III</i>	<i>59</i>
<i>Tab. 4-11 Dynamická bezpečnost hřídele III.....</i>	<i>59</i>
<i>Tab. 4-12 Statická bezpečnost spojovací příruby</i>	<i>60</i>
<i>Tab. 4-13 Dynamická bezpečnost spojovací příruby.....</i>	<i>60</i>